

# Sadržaj

I. Sažetak	
II. Popis oznaka.....	1
III. Popis slika.....	4
IV. Popis tablica.....	4
<b>1. Uvod.....</b>	<b>5</b>
<b>2. Goriva i toplinski proračun komore izgaranja.....</b>	<b>7</b>
2.1. Goriva koja se primjenjuju u plinsko-turbinskim postrojenjima.....	7
2.2. Toplinski proračun komore izgaranja.....	9
<b>3. Konstruktivne sheme i radni procesi u komorama izgaranja.....</b>	<b>13</b>
3.1. Zahtjevi na komore izgaranja.....	13
3.2. Osnovni principi organizacije radnog procesa.....	16
3.3. Klasifikacija konstrukcijskih izvedbi komora izgaranja.....	20
3.4. Radni proces u komori izgaranja.....	24
<b>4. Analiza i sustav proračuna osnovnih elemenata radnog procesa komore izgaranja.....</b>	<b>27</b>
4.1. Gubici tlaka.....	27
4.1.1. Gubici tlaka kod miješanja struja zraka.....	32
4.1.2. Gubici tlaka u toku plina kod dovođenja topline.....	37
4.2. Komponente ukupnih gubitaka tlaka.....	41
4.3. Određivanje sastava plinova na izlazu iz komore izgaranja.....	42
4.4. Temperaturni režim stijenke plamene cijevi.....	45
4.5. Osnovni parametri komore izgaranja.....	49
4.6. Metode termodinamičkog proračuna komore izgaranja.....	51
<b>5. Analitički proračun komore izgaranja .....</b>	<b>56</b>
5.1. Tehnički zahtjevi na komoru izgaranja.....	56
5.2. Prihvaćeni polazni podaci za proračun.....	57
5.3. Toplinski proračun komore izgaranja.....	58
<b>6. Zaključak.....</b>	<b>69</b>
<b>7. Literatura.....</b>	<b>70</b>

## **I. Sažetak**

U ovom završnom radu bit će na temelju zadanih podataka proveden termodinamički proračun komore izgaranja mlaznog motora s 8 pojedinačnih komora. Nije zadan točan model komore, već se radi o zamišljenoj komori sa dimenzijama koje se određuju u proračunu s obzirom na zadane vrijednosti tlaka i temperatura. Opisat će se radni proces u komori, utjecaj pojedinih faktora na proces izgaranja, zahtjevi na komore izgaranja, konstrukcijske izvedbe, gubici tlaka koji se javljaju i razlozi, te opisana analiza i sustav proračuna.

## II. Popis oznaka

Oznaka	Mjerna jedinica	Opis
$a$	m/s	brzina zvuka toka vrućih plinova
$\alpha$	-	apsorpcijski koeficijent
$a_{\epsilon,i}$	-	težinski faktor emisivnosti plina $i$
$C_0$	-	koeficijent zračenja apsolutno crnog tijela, $20.5 \text{ kJ}/(\text{m}^2\text{hK}^4)$
$C_D$	-	koeficijent otpora
$c_p$	J/kgK	specifični toplinski kapacitet
$c_{p,i}$	J/kgK	toplinski kapacitet isparenih elemenata
$c_{pz}$	J/kgK	srednja specifični toplinski kapacitet zraka
$c_T$	J/kgK	srednja specifični toplinski kapacitet goriva
$d_e$	m	ekvivalentni promjer
$d_p$	m	promjer čestice
$E$	J	energija aktivacije
$F_0$	$\text{m}^2$	površina poprečnog presjeka ulaznog priključka
$F_1$	$\text{m}^2$	površina poprečnog presjeka na ulazu u registar
$F_2$	$\text{m}^2$	površina poprečnog presjeka na izlazu iz registra
$F_3$	$\text{m}^2$	površina poprečnog presjeka plamene cijevi
$F_p$	$\text{m}^2$	površina čestice
$F_{pc}$	$\text{m}^2$	površina poprečnog presjeka plamene cijevi
$F_{sr}$	$\text{m}^2$	površina poprečnog presjeka kućišta
$H_g$	J/kg	gornja ogrjevna moć goriva
$h$	J/kg	entalpija
$I$		intenzitet zračenja
$k$	-	koeficijent oslabljenja udara
$k_0$	-	konstanta koja karakterizira ukupni broj sudara između molekula tvari koje sudjeluju u reakciji
$k_c$	m/s	koeficijent prijelaza mase
$L$	m	dužina kanala
$L$	-	suvišak zraka
$L_0$		teoretski potrebna količina zraka za izgaranje
$M$	kg/kmol	molekularna masa
$M_{w,i}$	kg/kmol	molekularna masa elementa $i$
$M_z$	-	Machov broj na ulazu u komoru
$\Delta m_p$	kg	promjena mase čestice u kontrolnom volumenu
$\dot{m}_{p,0}$	kg/s	početni maseni protok čestica
$\dot{m}_p$	kg/s	maseni protok čestica
$\dot{m}_g$	kg/s	maseni protok goriva
$\dot{m}_z$	kg/s	ukupni maseni protok zraka u komori
$\bar{m}_p$	kg	prosječna masa čestice u kontrolnom volumenu
$m_p$	kg	masa čestice
$m_{p,0}$	kg	početna masa čestice
$n$	-	indeks loma
$Pr$	-	Prandtlov broj kontinuirane faze ( $c_p\mu/\lambda_\infty$ )
$p$	Pa	tlak
$\Delta p_0$	Pa	razlika zaustavnih tlakova zraka na ulazu i izlazu iz komore izgaranja
$\Delta p_1$	Pa	gubitak tlaka na ulazu

$\Delta p_2$	Pa	gubitak tlaka u međulopatičnim kanalima
$\Delta p_3$	Pa	gubitak tlaka na izlazu
$p_{g0}$	Pa	zaustavni tlak plinova na izlazu iz komore
$p_{kl}$	Pa	tlak u komori izgaranja
$\Delta p_p$	Pa	razlika statičkih tlakova na protokomjera
$p_{pc}$	Pa	statički tlak unutar plamene cijevi u danom presjeku
$p_{z0}$	Pa	zaustavni tlak zraka na ulazu u komoru izgaranja
$p_i$	Pa	statički tlak po traktu sekundarnog zraka u danom presjeku
$Q_I$	J/s	količina topline koja se generira u radnom volumenu komore izgaranjem goriva u jedinici vremena, te se troši na zagrijavanje radnog fluida
$Q_{II}$	J/s	ukupna količina topline koja bi se teoretski mogla osloboditi kod potpunog izgaranja goriva za isto vrijeme
$Q_n$	J	toplina koja se troši na isparavanje 1 kg vlage uz odgovarajući parcijalni tlak vodene pare
$Q_{nei}$	J	toplina koja se gubi zbog kemijski i mehanički nepotpunog izgaranja goriva i disocijacije
$Q_{ok}$	J	toplina koju odaje kućište komore izgaranja na okolinu
$Q_p$	J/s	toplina koju plamen odaje stjenci u jedinici vremena
$Q_{pc}$	J	toplina koju prima stijenka plamene cijevi
$Q_z$	J	toplina koja se pronosi na rashladni zrak koji prolazi između pl. cijevi i kućišta
$\mathfrak{R}$	J/kmol K	opća plinska konstanta
$Re$	-	Reynoldsov broj
$Re_d$	-	Reynoldsov broj baziran na promjeru čestice i relativnoj brzini
$R_h$	m	hidraulički polumjer
$\vec{r}$	m	vektor položaja
$T$	K	lokalna temperatura
$T_\infty$	K	lokalna temperatura kontinuirane faze
$T_f$	K	temperatura okoline
$T_p$	K	temperatura plinova na izlazu iz komore
$\Delta T_p$	K	temperaturna promjena čestice u kontrolnom volumenu
$(T_{p0})_i$	K	zaustavna temperatura plinova
$T_{ref}$	K	referentna temperatura
$T_{sr0}$	K	srednja proračunska temperatura plinova na izlazu komore izgaranja
$T_v$	K	temperatura isparavanja
$T_z$	K	temperatura zraka na ulazu u komoru izgaranja
$T_{z0}$	K	zaustavna temperatura zraka na ulazu u komoru
$T_{max\ 0}$	K	najviša zaustavna temperatura pojedinih struja plinova
$T_{min\ 0}$	K	najniža zaustavna temperatura pojedinih struja plinova
$\Delta t$	s	vremenski korak
$u_p$	m/s	brzina čestice
$u$	m/s	brzina fluida
$V_{kl}$	m <sup>3</sup>	radni volumen komore (plamene cijevi)
$v_z$	m <sup>3</sup>	specifični volumen zraka na ulazu komore izgaranja
$w_i$	m/s	brzina plina koji struji kroz danu površinu
$w_{pr}$	m/s	brzina zraka u kanalu procjepa
$w_z$	m/s	brzina zraka na ulazu u plamenu cijev

Grčka oznaka	Mjerna jedinica	Opis
$\alpha$	W/m <sup>2</sup> K	koeficijent konvektivnog prijelaza topline
$\alpha_{pr}$	-	koeficijent protoka
$\alpha_{gz}$	W/m <sup>2</sup> K	koeficijent prijelaza topline s plamene cijevi na zrak za hlađenje
$\gamma$	N/m	površinska napetost
$\delta$	m	debljina stijenke plamene cijevi
$\epsilon$	-	emisijski faktor
$\varepsilon$	-	koeficijent stalivosti struje
$\vartheta_z$	°C	temperatura zraka
$\vartheta_T$	°C	temperatura goriva
$\eta_{KI}$	-	koeficijent iskoristivosti komore izgaranja
$\kappa_i$	-	apsorpcijski koeficijent $i$ -tog plina
$\lambda$	-	Faktor pretička zraka
$\lambda$	W/mK	koeficijent toplinske vodljivosti
$\lambda_{\infty}$	W/mK	toplinsko provođenje kontinuirane faze
$\lambda_z$	W/mK	koeficijent provođenja zraka kod temperature $T_{pc}$
$\mu$	m <sup>2</sup> /s	viskoznost fluida
$\xi_{tr}$		koeficijent trenja
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	gustoća
$\sigma_s$	-	koeficijent raspršenja
$\sigma$	-	Stefan-Boltzmannova konstanta ( $5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$ )
$\Psi$	-	bezdimenzionalni koeficijent hidrauličkog otpora komore
$\Psi_{pr}$	-	koeficijent gubitka tlaka u procjepu
$\psi_d$	-	koeficijent hidrauličkog otpora difuzora
$\psi_{fr}$	-	koeficijent hidrauličkog otpora čelnog ustrojstva

## II. Popis slika

**Slika 2.2.1.** *Ovisnost temperature produkata izgaranja o vrijednosti pretička zraka*

**Slika 3.2.1.** *Shema komore izgaranja i raspodjela zraka*

**Slika 3.2.2.** *Shema strujanja plina u području izgaranja*

**Slika 3.2.3.** *Promjena koncentracije goriva po volumenu područja izgaranja*

**Slika 3.3.1.** *Komore izgaranja plinsko-turbinskog agregata*

**Slika 3.3.2.** *Položaj centrifugalnog gorionika u prstenastoj komori izgaranja*

**Slika 3.3.3.** *Shema komore s povratnim zakretom toka*

**Slika 3.4.1.** *Shematski prikaz radnog procesa u području izgaranja*

**Slika 3.3.3.** *Sekcijska komora izgaranja*

**Slika 3.3.4.** *Prstenasta komora izgaranja*

**Slika 3.3.5.** *Komora izgaranja pojedinačnog tipa*

**Slika 4.1.1.** *Zavisnost koeficijenta oslabljenja udara o kutu širenja difuzora*

**Slika 4.1.2.** *Konstrukcija čeonog ustrojstva*

**Slika 4.1.1.1.** *Shema miješanja bočnih struja zraka s osnovnim tokom*

**Slika 4.1.1.2.** *Shema ustrujavanja bočnih struja po duljini područja izgaranja*

**Slika 4.1.2.1.** *Promjena parametara plina u kanalu  $F=\text{konst.}$  kod dovođenja topline*

**Slika 4.2.1.** *Gubici tlaka u komori izgaranja*

**Slika 4.3.1.** *Ovisnost entalpija produkata izgaranja i zraka o temperaturi*

**Slika 4.4.1.** *Shema procesa prijelaza topline*

**Slika 4.5.1.** *Promjena osnovnih parametara plinova po dužini komore izgaranja*

**Slika 4.6.1.** *Proračun komore izgaranja*

## III. Popis tablica

**Tablica 2.1.** *Osnovne karakteristike tekućih goriva*

**Tablica 4.5.1.** *Karakteristične brzine i geometrijski omjeri komore izgaranja*

**Tablica 4.5.2.** *Karakteristične veličine različitih tipova komora izgaranja*

## 1. Uvod

Komore izgaranja dio su plinsko-turbinskih motora u kojima se ostvaruje izgaranje goriva. Toplina koja pri tome nastaje predaje se radnom fluidu, komprimiranom zraku koji dostrujava iz kompresora. Ovisno o konstrukciji plinsko-turbinskih motora zrak može ulaziti u komoru neposredno iz kompresora ili nakon zagrijavanja u regeneratoru.

Pred konstrukciju komore izgaranja postavlja se niz zahtjeva kako bi komora bila učinkovita, ekonomična, sigurna, male mase i malih dimenzija. Glavni zahtjevi su sljedeći:

- Visoka iskoristivost izgaranja goriva;
- Mali gubici tlaka u komori;
- Mali hidraulički otpor;
- Stabilno gorenje plamena u širokom području opterećenja;
- Ravnomjerno temperaturno polje na izlazu iz komore izgaranja;
- Siguran rad metala plamene cijevi za čitavog zadanog radnog vijeka;
- Sigurno paljenje plamena kod upuštanja;
- Minimalne dimenzije i masa, što je osobito bitno za komore izgaranja zrakoplova
- Što manja emisija štetnih plinova

Neki od ovih zahtjeva su proturječni. Na primjer, za povećanje stabilnosti i efikasnosti izgaranja potrebno je povećati hidraulički otpor ustrojstava koja stabiliziraju plamen. Zahtjev minimalnih hidrauličkih gubitaka je u suprotnosti sa zahtjevima ravnomjernog temperaturnog polja produkata izgaranja, sniženja temperature plamene cijevi i smanjenja dimenzija komore izgaranja. Stoga se u procesu konstruiranja komore izgaranja nastoje pronaći kompromisna rješenja koja uvažavaju osobitosti i namjenu plinsko-turbinskih postrojenja.

Kod suvremenih plinsko-turbinskih postrojenja primjenjuju se komore izgaranja najrazličitijih konstrukcija no isto tako do danas nije utemeljena univerzalna i sigurna metoda proračuna različitih komora izgaranja. To se objašnjava složenošću i nedovoljnim poznavanjem procesa koji se u njima odvijaju. Zbog toga zadnju riječ kod konstrukcije svake nove komore izgaranja trebaju dati eksperimentalna istraživanja prihvaćene konstrukcije.

Uspješan razvoj teorije i praktična dostignuća na području suvremenih konstrukcija komora izgaranja u značajnoj je mjeri određen rezultatima istraživanja i iskustvom stečenim tijekom niza godina.

Plinsko-turbinski agregati našli su široku primjenu u zrakoplovstvu kao mlazni motor koji je vrlo brzo istisnuo klipni motor. Plinsko-turbinski, odnosno mlazni motori omogućili su postizanje veće snage (potisne sile) uz relativno male gabarite i težinu što je dovelo do znatnog povećanja brzine letenja i poboljšanja letno-tehničkih karakteristika zrakoplova.

Termodinamička iskoristivost plinsko-turbinskog postrojenja u cjelini je određena savršenstvom njegovih pojedinih dijelova između kojih je jedan od najvažnijih komora izgaranja.

Uloga komore izgaranja kod plinsko-turbinskog postrojenja je dobivanje topline i njeno prenošenje na radni fluid. Kao radni fluid obično služi zrak kojem se dovodi toplina na račun izgaranja u njemu određene količine goriva. Principijelno, plinska turbina može raditi s bilo kojim plinovitim, tekućim ili krutim gorivom no najpovoljnije se pokazalo korištenje plinovitog i lakog tekućeg goriva. Organizacija

radnog procesa i karakteristike komore izgaranja plinsko-turbinskog agregata bitno je izdvajaju od drugih generatora visokotemperaturnih plinova koji se primjenjuju u tehnici. Toplinsko opterećenje njenog radnog volumena kod zrakoplovnih mlaznih motora dostiže  $4190\text{--}6300 \text{ kJ/m}^3\text{hPa}$  dok je kod ložišta stacionarnih generatora pare u pravilu i stotinjak puta niže.

Za razliku od cilindara klipnih motora s unutarnjim izgaranjem, kod komora izgaranja plinsko-turbinskih agregata proces izgaranja goriva se odvija kontinuirano u toku zraka koji struji velikim brzinama. Pri tome se dovedeno gorivo zapaljuje od plamena samog goriva koje izgara.

Radni proces komore izgaranja, ne gledajući na njenu relativno jednostavnu konstrukciju, je jako složen. Sastoji se od procesa izmjene topline, miješanja zraka i goriva u uvjetima turbulentne difuzije, procesa isparavanja i izgaranja goriva, miješanja tokova zraka i produkata izgaranja itd. Danas nije moguće za bilo koje uvjete teoretski proračunati čak neke od tih pojedinih procesa izdvojeno. Zbog toga se razrada novih konstrukcija još uvijek provodi pomoću empirijski poocjenih zavisnosti i završava se dotjerivanjem na ispitnom stolu. Isto tako paralelno s praktičnim iskustvom povećavaju se i teorijska znanja koja sada omogućavaju proračun niza važnih parametara i veličina koje određuju konstrukciju i radni proces komore izgaranja. Također, danas veliki doprinos razvoju novih konstrukcija daju visokosofisticirani programi koji omogućavaju modeliranje radnog procesa u komori izgaranja na računalu.



## 2. Goriva i toplinski proračun komore izgaranja

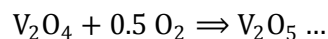
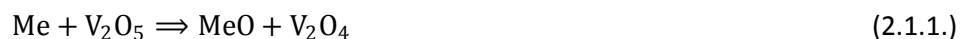
### 2.1. . Goriva koja se primjenjuju u plinsko-turbinskim postrojenjima

U komori izgaranja plinsko-turbinskog postrojenja spaljuju se dva osnovna tipa goriva: tekuće i plinovito. Kao tekuća goriva primjenjuju se različiti destilati-diesel gorivo, neka teška goriva kao što su mazuti sa smanjenim sadržajem sumpora, nesagorivih čestica vanadija, natrija i vlage, a također specijalno plinsko-turbinsko gorivo.

Primjena relativno jeftinih, teških goriva tipa mazuta koji se koriste u ložištima generatora pare se ograničava u plinsko-turbinskim postrojenjima zbog:

1. Erozijske lopatičnog aparata turbine neizgorenim česticama koje se nalaze u produktima izgaranja i koje se talože na lopaticama i drugim elementima protočnog dijela turbine;
2. Korozije lopatica i protočnog dijela turbine povezane s prisutnosti vanadij-pentoksida ( $V_2O_5$ ) u produktima izgaranja i sulfata natrija ( $Na_2SO_4$ ).

Oksidacija metala lopatice pomoću vanadij-pentoksida odvija se po slijedećoj shemi:



Pri tome se kisik uzima iz produkata izgaranja u kojima se nalazi s pretičkom. Ako se temperatura taljenja vanadij-pentoksida u zavisnosti od drugih oksida mijenja u području 650 - 670 °C moguć je dugi radni vijek plinsko-turbinskog postrojenja uz početnu radnu temperaturu ciklusa koja ne prelazi 630 - 650 °C. Tada intenzitet vanadijeve korozije nije velik. Pošto u konkretnom slučaju temperatura ciklusa prelazi gore navedene temperature kao pogonsko gorivo ove komore koristit će se kerozin kako bi se spriječio negativan utjecaj primjesa koja se nalaze u teškim gorivima.

Ta specijalna plinsko-turbinska goriva dobivaju se kao destilacijski produkt kod usporenog koksiranja i katalitičkog kreiranja nafte. Sastav goriva treba zadovoljavati brojne zahtjeve koji su određeni Pravilnikom o kakvoći goriva za mlazne motore.

Najčešće korišteno gorivo u komercijalnom zrakoplovstvu je gorivo za mlazne motore oznake JET A-1.

Karakteristika goriva	Diesel gorivo	Gorivo za plinske turbine	Mazut F-5	JET A-1
Gustoća, kg/m <sup>3</sup>	840	902 - 915	915	775-840
Donja ogrjevnost, kJ/kg	42800	41000 - 41200	41300	42800
Maseni udio (%):				
Ugljika	86.0	85.91 - 86.15	84.4	
Vodika	13.7	11.33 - 11.35	12.1	13.4-14.1
Sumpora	0.2	2.46 - 2.21	2.0	<0.3
Kisika	0.0	0.0	0.0	0.0
Duška	0.1	0.30 - 0.29	0.5	<0.1

**Tablica 2.1.** Osnovne karakteristike tekućih goriva

Jedna od glavnih karakteristika goriva je ogrjevna moć. Ona definira količinu topline koja se razvija izgaranjem 1 kg ili 1 m<sup>3</sup> goriva. Treba razlikovati gornju i donju ogrjevnju vrijednost.

Ogrjevna vrijednost goriva se određuje mjerenjem u kalorimetru, tzv. kalorimetriranjem. Pri tome moraju zrak i gorivo doći u prostor za izgaranje sa istom temperaturom  $\vartheta$ , a nastali produkti izgaranja moraju biti ohlađeni na istu temperaturu  $\vartheta$ . Tijekom tog hlađenja toplinu, odnosno toplinski tok, na sebe preuzima rashladna voda, tzv. kalorimetrijska voda, kojoj se mjeri temperaturni porast i maseni protok. U produktima izgaranja vodena para se javlja u parovitom ili u kapljevitom stanju. Ako je para u produktima izgaranja kapljevita, odnosno dolazi do njezine kondenzacije nakon ohlađivanja produkata izgaranja na temperaturu  $\vartheta$ , tada imamo gornju ogrjevnju vrijednost goriva. Ako se ona pojavljuje u parovitom agregantnom stanju nakon ohlađivanja, tada imamo donju ogrjevnju vrijednost goriva.

Veza između donje i gornje ogrjevnje vrijednosti ima oblik:

$$H_d = (H_g - Q_n(9H_T + W_T)) \quad \text{kJ/kg} \quad (2.1.2.)$$

Gdje je:

$Q_n$  – toplina koja se troši na isparavanje 1 kg vlage uz odgovarajući parcijalni tlak vodene pare;

$H_T$  i  $W_T$  - odgovarajući udjeli vodika i vlage koji se nalaze u gorivu.

## 2.2. Toplinski proračun komore izgaranja

Kod toplinskog proračuna komora izgaranja određuje se sastav produkata izgaranja i njihova teoretska temperatura.

Volumen komore izgaranja mlaznog motora i ostalih plinsko-turbinskih agregata, prema karakteru procesa koji se u njoj odvijaju, dijeli se na dva područja. Prvo područje se naziva područje izgaranja; u njemu se održava visoka temperatura koja osigurava intenzivnu kemijsku reakciju gorenja. U to se područje dovodi manji dio zraka (25 – 30%) ukupne količine koju komprimira kompresor i naziva se primarni zrak. U drugom području (tzv. zona miješanja) ostvaruje se smanjenje temperature produkata izgaranja do vrijednosti koja osigurava normalne uvjete rada lopatičnog aparata turbine, putem uvođenja ostalog zraka (sekundarni zrak) koji nije sudjelovao u izgaranju.

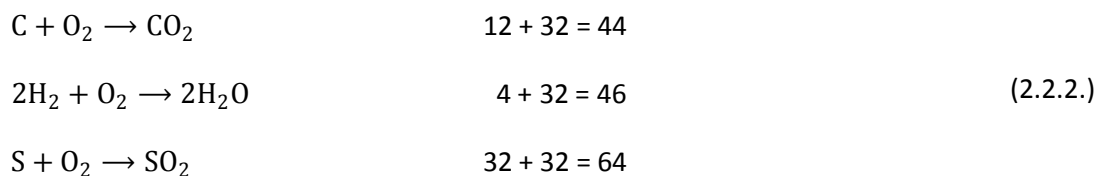
Količina prisutnog suviška (pretička) zraka u produktima izgaranja, kao dodatak na teoretski potrebnu količinu zraka za izgaranje, karakterizira se faktorom pretička  $\lambda$ :

$$\lambda = \frac{L_0 + L}{L_0} \quad (2.2.1.)$$

gdje su:  $L_0$  - teoretski potrebna količina zraka za izgaranje,  $L$  - suvišak zraka.

Sastav produkata izgaranja i količina zraka teoretski potrebna za potpuno izgaranje 1 kg goriva uz njegov poznati elementarni sastav određuje se na slijedeći način. Kod goriva primjenjivanih u plinsko-turbinskim postrojenjima elementi koji izgaraju su ugljik, vodik i sumpor. Oksidant je kisik koji se nalazi u zraku. Konačni produkti izgaranja su ugljični dioksid, vodena para i sumporni dioksid.

Stehiometrijske jednadžbe izgaranja i maseni odnosi elemenata glase:



Iz tih odnosa slijedi da je za:

potpuno izgaranje 1 kg ugljika potrebno  $32/12 = 2.6667$  kg kisika,  
potpuno izgaranje 1 kg vodika potrebno  $32/4 = 8$  kg kisika,  
potpuno izgaranje 1 kg sumpora potrebno  $32/32 = 1$  kg kisika.

Uzimajući u obzir da u samome gorivu može biti i kisika koji također sudjeluje u procesu izgaranja, teoretski potrebna količina kisika za potpuno izgaranje 1 kg goriva je:

$$0.01 \cdot (8/3 c + 8h + s - o) \quad \text{kg/kg} \quad (2.2.3.)$$

gdje su:  $c$ ,  $h$ ,  $s$  i  $o$  sastavni elementi goriva izraženi u % mase, odnosno:

$$\frac{\text{kg sudionika}}{\text{kg goriva}} \times 100$$

Pošto 1 kg suhog zraka sadrži 0.232 kg kisika, to količina zraka teoretski potrebna za potpuno izgaranje 1 kg goriva iznosi:

$$L_0 = \frac{1}{0.232 \cdot 100} (8/3 c + 8h + s - o) \quad \text{kg/kg} \quad (2.2.4.)$$

Izražavanje sastava goriva u masenim postocima primjenjuje se za tekuća goriva dok se sastav plinovitih goriva zadaje postotnim volumnim udjelima.

Maseni sastav produkata izgaranja koji nastaju kod potpunog izgaranja tekućeg goriva kod stehiometrijskog izgaranja  $\lambda = 1$ :

a) Troatomni plinovi ( $\text{CO}_2$ ,  $\text{SO}_2$ )

$$m_{\text{RO}_2} = (11/3 \cdot c/100 + 2 s/100) \quad \text{kg/kg} \quad (2.2.5.)$$

b) Dušik

$$m_{\text{N}_2} = (0.768 \cdot L_0 + n/100) \quad \text{kg/kg} \quad (2.2.6.)$$

c) Vodena para

$$m_{\text{H}_2\text{O}} = (9 \cdot h/100 + w/100) \quad \text{kg/kg} \quad (2.2.7.)$$

U zraku koji se kompresorom dovodi u komoru izgaranja obično postoji vodena para u količini koja odgovara sadržaju vlage u atmosferi. Ona se može uzeti u obzir u jednadžbu za određivanje  $m_{\text{H}_2\text{O}}$  odgovarajućeg člana  $0.001d_v L_0$  u kojem  $d_v$  predstavlja sadržaj vlage u zraku u g/kg suhog zraka. Kod proračuna plinsko-turbinskih postrojenja taj se član u većini slučajeva zanemaruje.

Ukupna masa produkata izgaranja koji nastaju potpunim stehiometrijskim izgaranjem 1 kg goriva iznosi:

$$m_{\text{pi}} = m_{\text{CO}_2} + m_{\text{SO}_2} + m_{\text{N}_2} + m_{\text{H}_2\text{O}} \quad \text{kg/kg} \quad (2.2.8.)$$

Veza između pretička zraka i temperature produkata izgaranja određuje se jednadžbom bilance topline u komori izgaranja. Ako se zanemari gubitak topline koju odaje kućište komore izgaranja prema okolini ta se bilanca sastavlja od slijedećih komponenti koje se odnose na 1 kg goriva:

1. Toplina koja se uvodi u komoru izgaranja sa zrakom iz kompresora:

$$Q_F^Z = \lambda L_0 h_Z^0 \quad \text{kJ/kg} \quad (2.2.9.)$$

gdje je:  $h_Z^0 = c_p \vartheta_Z$  entalpija zraka koja odgovara njegovoj temperaturi  $\vartheta_Z$ ; računa se prema srednjoj specifičnoj toplini zraka pri konstantnom tlaku u temperaturnom području od  $0^\circ\text{C}$  do  $\vartheta_Z^\circ\text{C}$ .

2. Toplina koja se uvodi u komoru izgaranja gorivom:

$$Q_F^T = c_T \vartheta_T \quad (2.2.10.)$$

gdje je :  $c_T$  srednja specifični toplinski kapacitet goriva, a  $\vartheta_T$  temperatura goriva prije uvođenja u komoru izgaranja.

Specifična topline tekućeg goriva sa dovoljnom točnošću se može odrediti iz:

$$c_T = 4.187 \cdot (0.415 + 0.0006\vartheta_T) \quad \text{kJ/kgK} \quad (2.2.11.)$$

3. Toplina, odnosno toplinski tok koji se uvodi u komoru izgaranja izgaranjem 1 kg goriva:

$$Q_T = H_d \eta_{KI} \quad \text{kJ/kg} \quad (2.2.12.)$$

gdje je:  $\eta_{KI}$  iskoristivost komore izgaranja koja se definira veličinom kemijski i mehanički neizgorenog goriva. Za suvremene komore uzima se 0.97 - 0.99.

4. Toplina koju posjeduju čisti produkti izgaranja koji napuštaju komoru izgaranja kod temperatura  $\vartheta_{PI}$  (bez primjese zraka u pretičku),

$$Q_{CPI} = (L_0 + 1)h_{CPI} \quad \text{kJ/kg} \quad (2.2.13.)$$

gdje je:  $h_{CPI}$  entalpija čistih produkata izgaranja koja se računa kao zbroj entalpija pojedinih plinova:

$$h_{CPI} = (h_{RO_2} \cdot r_{RO_2} + h_{N_2} \cdot r_{N_2} + h_{H_2O} \cdot r_{H_2O}) \quad \text{kJ/kg} \quad (2.2.14.)$$

gdje se veličina  $h_X$  računa prema odgovarajućim srednjim vrijednostima specifičnih topline u području temperatura od 0 °C do  $\vartheta_{PI}$  °C:

$$h_X = c_p^X \cdot \vartheta_{PI} \quad \text{kJ/kg} \quad (2.2.15.)$$

5. Toplina koju posjeduje čisti zrak u pretičku koji napušta komoru izgaranja s temperaturom  $\vartheta_{PI}$ :

$$Q_{pre} = (\lambda - 1)L_0 h_Z \quad \text{kJ/kg} \quad (2.2.16.)$$

gdje je  $h_Z$  entalpija zraka određena prema  $h_Z = c_p^Z \vartheta_{PI}$ . Srednja specifični toplinski kapacitet zraka uzima se za interval od 0 °C do  $\vartheta_{PI}$  °C.

Na taj se način bilanca topline u komori izgaranja može napisati u obliku:

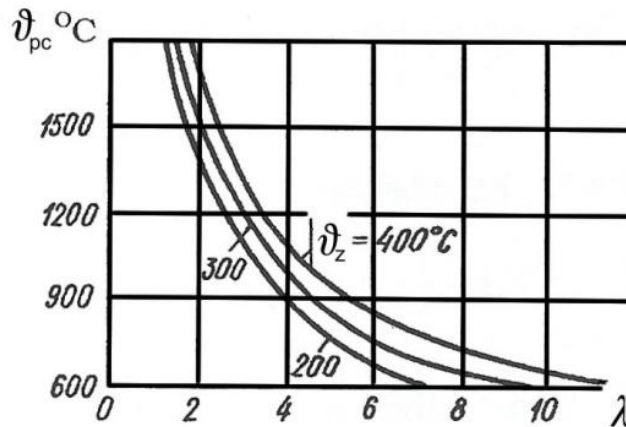
$$Q_F^Z + Q_F^T + Q_T = Q_{CPI} + Q_{pre} \quad (2.2.17.)$$

Nakon uvrštavanja i sređivanja dobiva se izraz za određivanje pretička zraka:

$$\lambda = \frac{H_d \eta_{KI} + c_T \vartheta_T + L_0 h_Z - (L_0 + 1) h_{CPI}}{L_0 (h_Z - h_Z^0)} \quad (2.2.18.)$$

Kod termodinamičkih proračuna komora izgaranja obično se zadaje temperatura  $\vartheta_{PI}$  pa se na osnovu nje računa  $\lambda$ .

Kod proračuna promjenjivog režima rada račun se provodi za različite temperature zraka koji se dovodi u komoru izgaranja. Dobivene vrijednosti svrsishodno je prikazati grafički.



**Slika 2.2.1.** Ovisnost temperature produkata izgaranja o vrijednosti pretička zraka.

Vrijednost  $\lambda$  koja odgovara zadanoj temperaturi na izlazu iz komore naziva se ukupni pretičak zraka i označava se sa  $\lambda_{uk}$ . Veličina pretička zraka u području izgaranja označava se sa  $\lambda_g$ . Obično se uzima  $\lambda_g = 1.1 - 1.5$ . Tim vrijednostima  $\lambda_g$  (uz uobičajene temperature zraka ispred komore izgaranja) odgovaraju temperature u području izgaranja 1600 – 1900 °C. Stoga kod proračuna sastava i entalpije produkata izgaranja ne treba uzimati u obzir toplinsku disocijaciju.

Na kraju se određuje protok goriva kroz komoru izgaranja po jednadžbi:

$$\dot{m}_g = \frac{\dot{m}_Z}{\lambda_{uk} L_0} \quad \text{kg/s} \quad (2.2.20.)$$

gdje je:  $\dot{m}_Z$  protok zraka koji se uvodi u komoru izgaranja.

### 3. Konstruktivne sheme i radni procesi u komorama izgaranja plinsko-turbinskih agregata

#### 3.1. Zahtjevi na komore izgaranja

Iz velikog broja zahtjeva, koji se kod svakog konkretnog slučaja stavljaju na komore izgaranja danog plinsko-turbinskog agregata, glavni su, i pojavljuju se kod svih komora izgaranja plinsko-turbinskih agregata, s bilo kojim gorivom i namjenom, sljedeći:

1. Visoka iskoristivost procesa izgaranja

$$\eta_{KI} = Q_I / Q_{II} \quad (3.1.1.)$$

gdje je :

$Q_I$  količina topline koja se generira u radnom volumenu komore izgaranjem goriva u jedinici vremena, te se troši na zagrijavanje radnog fluida;

$Q_{II}$  ukupna količina topline koja bi se teoretski mogla osloboditi kod potpunog izgaranja goriva za isto vrijeme.

Kod suvremenih komora izgaranja  $\eta_{KI}$  u cijelom radnom području nije ispod 0.95-0.99, a kod proračunskih režima  $\eta_{KI} = 0.98 - 0.99$ .

2. Niski gubici zaustavnog tlaka u komori

$$\sigma_g = \frac{p_{z0} - p_{g0}}{p_{z0}} \quad (3.1.2.)$$

gdje je:

$p_{z0}$  - zaustavni tlak zraka na ulazu u komoru izgaranja;

$p_{g0}$  - zaustavni tlak plinova na izlazu iz komore.

Veličina  $\Delta p_0$  uzima u obzir tri oblika gubitaka:

a) gubici trenja

b) turbulentni gubici (zbog udara u difuzoru, miješanja tokova, gubici koji ovise od lokalnih otpora, npr. na čelnom ustrojstvu zbog cirkulacijskih strujanja)

c) gubici tlaka kod dovođenja topline.

Kod suvremenih konstrukcija komora izgaranja plinsko-turbinskih agregata srednja veličina  $\Delta p_0 / p_{z0} = 1 - 3\%$  dok za komore izgaranja zrakoplovnih plinsko-turbinskih motora dostiže i 10% i više.

3. Male dimenzije komore, tj. visoko toplinsko opterećenje radnog volumena, uz referentni tlak  $p_z$  na ulazu u komoru. Toplinsko opterećenje je karakterizirano toplinskim opterećenjem radnog volumena:

$$H = Q_I / (V_{KI} p_z) \quad (3.1.3.)$$

gdje je:

$$Q_I = \dot{m}_g H_d \eta_{KI},$$

$V_{KI}$  radni volumen komore (plamene cijevi) u  $m^3$ ;

$\dot{m}_g$  maseni protok goriva u kg/h

Kod komora izgaranja različitih tipova plinsko-turbinskih agregata veličina  $H$  se kreće od 125-4190 kJ/m<sup>3</sup>hPa, pa i više. Očigledno, smanjenje dimenzija komore izgaranja uvjetuje i smanjenje mase konstrukcije, no isto tako rastu i gubici tlaka zbog povećanja brzine strujanja tokova.

4. Zadano temperaturno polje plinova na izlazu iz komora izgaranja, ili ograničenje nejednolikosti temperaturnog polja plinova. Taj zahtjev osigurava trajnost i čvrstoću lopatica plinske turbine. Nejednolikost temperaturnog polja iza komore izgaranja u % obično se karakterizira koeficijentom:

$$\delta = \frac{T_{\max 0} - T_{\min 0}}{T_{sr 0}} \quad (3.1.4.)$$

gdje je:

$T_{\max 0}$  i  $T_{\min 0}$  najviša i najmanja zaustavna temperatura pojedinih struja plinova;

$T_{sr 0}$  srednja proračunska temperatura plinova na izlazu komore izgaranja.

Veličina  $\delta$  u pravilu ne prelazi 20-30%. U praksi, prilikom istraživanja komora izgaranja zrakoplovnih mlaznih motora češće se koeficijent stupnja nejednolikosti temperaturnog polja plinova zapisuje u nešto drugačijem obliku:

$$\delta' = \frac{T_{\max 0} - T_{sr 0}}{T_{sr 0} - T_{z0}} \quad (3.1.5.)$$

gdje je:

$T_{z0}$  - zaustavna temperatura zraka na ulazu u komoru.

Obično se taj pokazatelj ne teži dovesti na minimalnu vrijednost, već se osigurava određena raspodjela temperature plina po visini lopatice, u cilju izjednačavanja naprezanja po njenim presjecima.

5. Brzo i sigurno upuštanje, a također stabilnost rada u različitim uvjetima i kod različitim režima. To je osobito važno za zrakoplovne mlazne motore, gdje se traži sigurnost upuštanja i rada kod značajnih brzina letenja na velikim visinama i kod niskih temperatura. Te komore često trebaju raditi sa siromašnom smjesom  $\lambda_{uk} = 40 - 70$  i više, dok je obično  $\lambda_{uk} = 2 - 8$ .



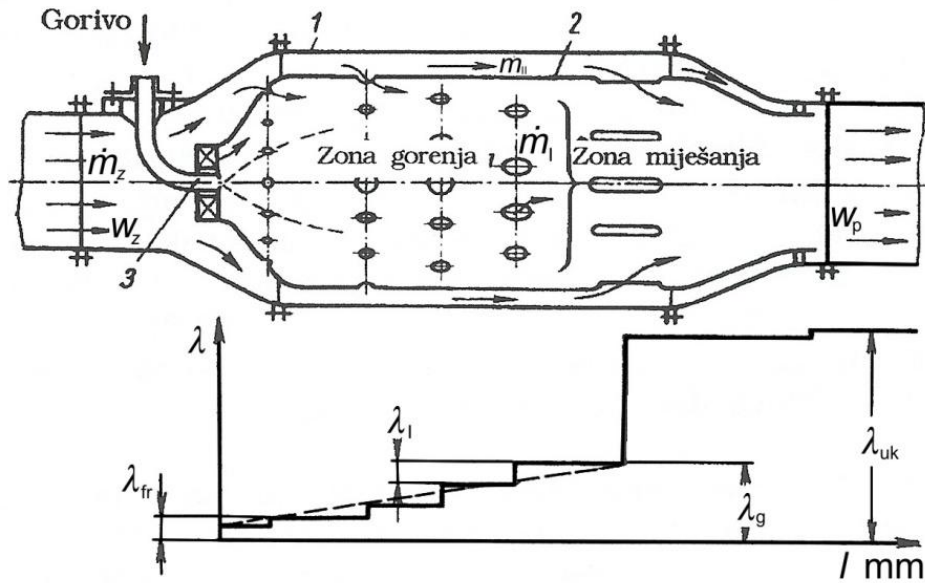
6. Zadovoljavajući radni vijek komore izgaranja, njeno pogodno i bezopasno opsluživanje. Jako je važno da su montaža i demontaža komora izgaranja dovoljno jednostavni i da ne zahtjevaju puno vremena.

Ti se glavni opći zahtjevi za svaki konkretni slučaj određenog tipa plinsko-turbinska agregata dopunjavaju nizom specijalnih. Npr. za stacionarne plinsko-turbinske agregate veliki značaj ima jeftinoća materijala i izrade komore, mogućnost rada s različitim vrstama goriva itd.

### 3.2. Osnovni principi organizacije radnog procesa komore izgaranja

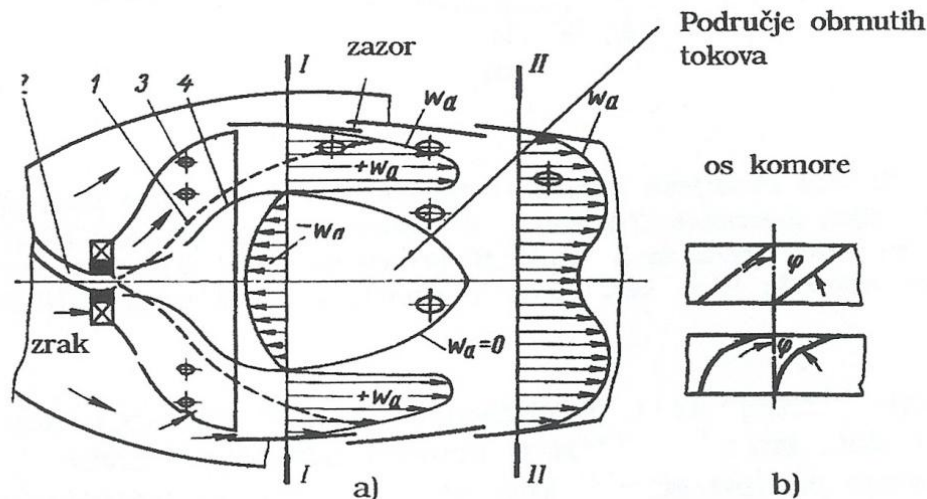
Postavke teorije izgaranja i spoznaje dobivene na temelju eksperimentalnih istraživanja, omogućavaju izvođenje niza zaključaka koji definiraju sljedeće polazne principe konstruiranja i proračuna komore izgaranja.

1. Podjela komore izgaranja na područje izgaranja i područje miješanja. Srednja temperatura plinova ispred turbine je  $\vartheta_g = 750 - 950$  °C, ponekad u zrakoplovstvu dostiže i nešto više, 1200 °C, i ograničava se čvrstoćom i radnim vijekom materijala njenog protočnog dijela (u prvome redu lopatica). Ponekad  $\vartheta_p$  ne prelazi 600 – 700 °C. Kod takvog režima ni jedno gorivo ne može u potpunosti izgorjeti u komori izgaranja. Zbog toga za izgaranje goriva treba odvojiti samo dio zraka od ukupnog zraka koji prolazi kroz komoru, koji osigurava u nekom dijelu volumena komore izgaranja uvjete nastajanja visoko reakciono sposobne smjese i značajnu temperatura procesa. Taj se dio zraka, primarni zrak  $\dot{m}_I$ , usmjerava u specijalno odvojeni volumen područja izgaranja plamene cijevi, gdje se uvodi gorivo. Ostali dio zraka, sekundarni zrak  $\dot{m}_{II}$ , mimoilazeći područje izgaranja, usmjerava se kroz specijalne provrte u područje miješanja plamene cijevi. Ovdje se taj zrak miješa sa produktima izgaranja, koji napuštaju područje izgaranja, čime se osigurava zadana temperatura plina ispred turbine.
2. Postepeno (stupnjevito) dovođenje primarnog zraka po dužini područja izgaranja. To je potrebno zbog toga, što je na početku za plamen potrebna relativno mala količina zraka (za izgaranje brzo isparavajućih sitnih kapljica). Dalje, zbog pripreme goriva, trebaju daljnje količine primarnog zraka sve do teoretski potrebnog, a praktički čak i više. Pretičak zraka je potreban za olakšavanje uvjeta nastajanja smjese i osiguranja od kemijski neizgorenog goriva a također i zbog smanjenja disocijacije, koja se javlja pri visokim temperaturama izgaranja. Optimalna raspodjela primarnog zraka po dužini područja izgaranja može biti ustanovljena samo kod eksperimentalnog istraživanja komora izgaranja na ispitnom stolu. U prvom se koraku kod projektiranja, u pravilu, zadaje određena zakonitost raspodjele zraka, često linearna, kao što je prikazano na dijagramu crtkano (Slika 3.2.1.). U tom slučaju veličina  $\dot{m}_I$ , a znači i  $\lambda_I = \lambda_g = \dot{m}_I / \dot{m}_g L_0$ , gdje je  $\dot{m}_g$  sekundarni maseni protok goriva u kg/s, zavisi o tipu komore izgaranja, tipu goriva i organizaciji radnog procesa. Potrebna je srednja temperatura plinova u području izgaranja 1600 – 1800 °C.



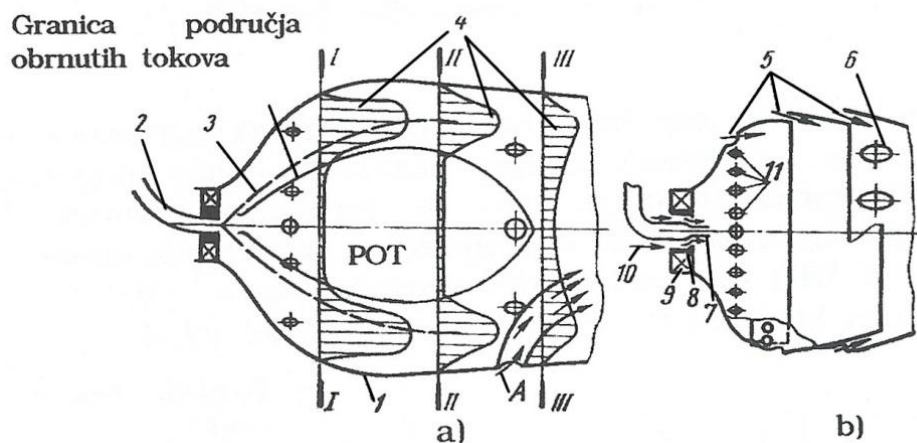
**Slika 3.2.1.** Shema komore izgaranja i raspodjela zraka;  
1 – kućište, 2 – plamena cijev, 3 – gorionik.

3. Turbulencija toka u području izgaranja. To je potrebno za intenziviranje procesa prijelaza topline i mase i povećanje ukupne brzine izgaranja zbog prijelaza od laminarnog na turbulentno izgaranje. Tok se turbulizira pomoću lopatičnih vrtložnika, tijela koja imaju loši oblik opstrujavanja, perforiranih ploča, itd., koja se ugrađuju u prednji čelni dio komore (čelno ustrojstvo ili turbulizator), a također i radijalnim uvođenjem struje zraka kroz provrte u stijenka plamene cijevi.
4. Stabilizacija fronte plamena u području gorenja. Značajno toplinsko opterećenje komora izgaranja obično određuje brzine strujanja toka, značajno više nego što je brzina rasprostiranja plamena  $u_T$ . Zbog toga da bi se plamen zadržao u određenim granicama područja izgaranja potrebne su osobite mjere. U komorama izgaranja kao stabilizatori služe vrtložnici ili tijela čelnog ustrojstva sa slabim oblikom opstrujavanja. Područja povratnih tokova koja nastaju iza tih tijela, sa smanjenim statičkim tlakom na osi komore, uvjetovan izbacivanjem plina prstenaste struje, koji istrujava iz registra u divergentni kanal, i njegovim centrifugalnim efektom, stabilizira se položaj plamena, koji osigurava izgaranje cjelokupne smjese goriva i zraka. Slika 3.2.2.a shematski prikazuje promjene aksijalnih brzina u različitim presjecima po dužini plamene cijevi u području gorenja. Radijalne i tangencijalne brzine ovise o konstrukciji čelnog ustrojstva i parametrima toka, tako npr., kod korištenja lopatičnog vrtložnika o kutu ugradnje lopatice  $k$  osi komore. Taj se kut  $\varphi$  obično uzima  $45 - 65^\circ$  (Slika 3.2.2.b) u zavisnosti s konstrukcijom čelnog ustrojstva. Uz daljnje povećanje kuta  $\varphi$  pozitivni efekt se poništava dodatnim gubicima toka.



**Slika 3.2.2.** Shema strujanja plina u području izgaranja;  
1 – gorionik, 2 – konus goriva, 3 – provrti, 4 – granica područja obrnutih tokova

- Optimalna raspodjela raspršenog tekućeg goriva po presjeku i dužini zračnog toka bez padanja čestica goriva na stijenku plamene cijevi. Svrishodno je održavati šuplji konični plamen goriva u području toka koji se izvana primiče području povratnih tokova, gdje je gradijent brzine maksimalan (Slika 3.2.3.). Na taj se način osigurava dobro miješanje, potrebno za osiguranje potpunog izgaranja.



**Slika 3.2.3.** Promjena koncentracije goriva po volumenu područja izgaranja;  
1 – plamena cijev, 2 – gorionik, 3 – konus goriva, 4 – koncentracije goriva u presjecima, 5 – procjepi za dovođenje zraka za hlađenje, 6 – provrti za dovođenje primarnog zraka, 7 – sapnica, 8 – čahura, 9 – lopatični vrtložnik, 10 – primarni zrak, 11 – provrti za dovođenje zraka za hlađenje.

- Organizacija hlađenja osnovnih elemenata komore izgaranja. Kao medij za hlađenje u pravilu služi zrak koji ulazi u komoru izgaranja. Najviše se zagrijava plamena cijev sa svoje prednje strane, koja se naziva čelnim ustrojstvom (turbulizatorom), i gorionik (brizgaljka goriva). Zbog

hlađenja gorionika tok 10 (Slika 3.2.3.b) prolazi između kućišta gorionika 2 i čahure 8, koja je smještena u središtu lopatičnog vrtložnika 9. Na taj se način također sprečava koksiranje goriva kod njegovog izlaza iz sapnice gorionika 7. Čelno ustrojstvo i plamena cijev 1 hlade se sekundarnim zrakom koji dalje ulazi u plamenu cijev kroz niz malih rupica 11 ili prstenaste procijepe 5 smještene na nekoliko pojasa po dužini plamene cijevi. Prstenasti procijepi su efikasniji od provrta, štite zračnom zavjesom stijenku no isto tako propuštaju značajne količine zraka, povećavajući  $\lambda_g$ . Taj zrak snižava temperaturu u području gorenja ne učestvujući u oksidaciji goriva pošto u blizini stijenke gotovo i nema goriva. Zbog otklanjanja tog nedostatka, ulaz u prstenasti procijep (zazor) zatvara se stijenkom s nizom sitnih provrta, koji doziraju zrak no također osiguravaju i stvaranje prstenaste zračne zavjese koja se giba duž stijenke s nižom brzinom, no većom širinom.

Navedeni najvažniji principi konstrukcije i organizacije radnog procesa komora izgaranja plinsko-turbinskog agregata bilo koje namjene, obično se nadopunjuju nizom relacija u ovisnosti o konkretnim osobitostima agregata. Kod toga je pojedine mjere potrebno povezati s ponekad proturječnim općenitim i specijalnim zahtjevima na komore izgaranja. Tako npr., za efikasnije hlađenje stijenki potrebno je povećati brzinu toka sekundarnog zraka. Isto tako to se ograničava rastom gubitaka tlaka. Ravnomjerno dovodeći primarni zrak po dužini područja gorenja (Slika 3.2.3.a, struja A), ne treba zaboraviti potrebu održavanja stabilnog položaja područja povratnih tokova, koje osigurava zapaljenje i gorenje goriva. Ako se, npr., uvedu jače struje primarnog zraka u početni dio područja gorenja, to one smanjuju područje povratnih tokova ili čak narušavaju stabilno odvijanje procesa.

### 3.3. Klasifikacija konstrukcijskih izvedbi komora izgaranja

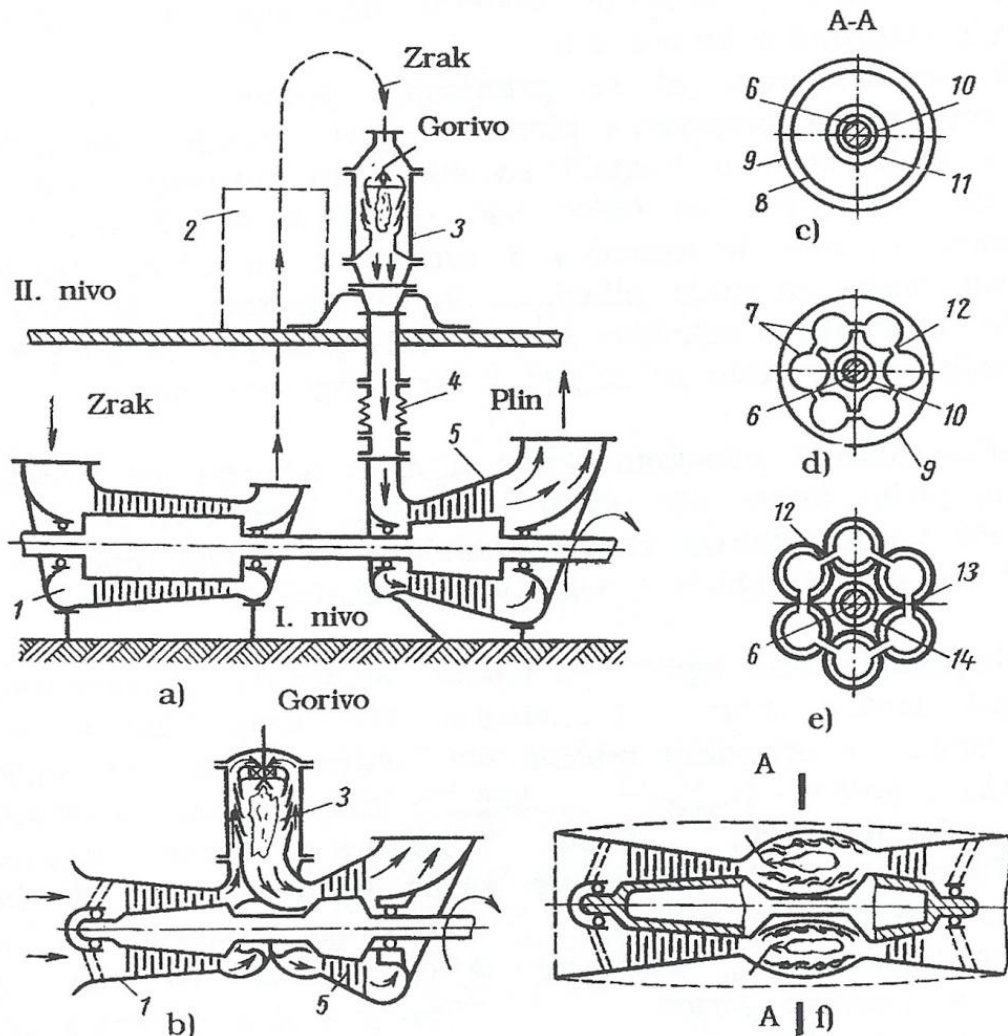
Tip konstrukcije i uvjeti rada komore izgaranja ovise o gorivu, namjeni plinsko-turbinskog postrojenja, njegovoj konstrukcijskoj shemi a također i o parametrima ciklusa postrojenja. Komora izgaranja najčešće se ugrađuje neposredno u konstrukciju agregata, no u nizu slučajeva se smješta pored njega i povezuje s kompresorom i turbinom cjevovodima. U prvom se slučaju komora naziva ugrađenom, a u drugom, odvojena samostalna komora. Odvojene komore (Slika 3.3.1a) najčešće se primjenjuju kod stacionarnih plinsko-turbinskih postrojenja, a rjeđe kod transportnih (brodskih, lokomotivnih, automobilskih i zrakoplovnih plinsko-turbinskih agregata). Po konstrukcijskoj izvedbi komore izgaranja mogu biti sljedećih tipova:

1. prstenasta (Slika 3.3.1b)
2. cijevno-prstenasta (Slika 3.3.1c)
3. sekcijaska (Slika 3.3.1d)
4. pojedinačna (Slika 3.3.1e)

Prva tri tipa konstrukcije realiziraju se, u pravilu, po direktno protočnoj shemi. Tako prstenasta komora, koja je dobila najveću primjenu kod zrakoplovnih mlaznih motora zbog svoje kompaktnosti i male mase, u jednostavnoj shemi plinsko-turbinskog agregata (kompresor, komora izgaranja i turbina) smješta se između kompresora i turbine oko vratila turbokompresora. Radni volumen komore izgaranja predstavlja prstenasti prostor između unutarnjih i vanjskih elemenata plamene cijevi.

Kod cijevno-prstenaste komore, isto kao i kod prstenaste, zajedničko su unutarnje i vanjsko kućište. Odvojene cilindrične plamene cijevi ovdje se razmještaju između kućišta u prstenastom prostoru; tokovi plinova, koji izlaze iz njih, spajaju se u prstenastom sabirniku plinova neposredno ispred statorskih lopatica turbine. Broj plamenih cijevi  $n$  može biti različit i izabire se zavisno o kompoziciji, zahtjevima ukupnih dimenzija plinsko-turbinskog agregata i drugih zahtjeva; obično  $n = 6 - 12$ . Gorivo izgara u područjima gorenja odvojenih plamenih cijevi, međusobno spojenih priključcima za prebacivanje plamena. Priključci, u prvom redu, osiguravaju paljenje goriva kod upuštanja plinsko-turbinskog agregata u svim plamenim cijevima prebacivanjem plamena od već gorućeg plamena susjedne plamene cijevi, koja ima sustav za potpalu (sustav je ugrađen u 2-3 cijevi); kao drugo, osiguravaju uspostavljanje radnog procesa u pojedinoj plamenoj cijevi u slučaju gašenja plamena, i, na kraju, potpomažu izjednačavanju tlaka u cijevi. Tok sekundarnog zraka struji između stijenki unutarnjeg i vanjskog kućišta, oplakujući plamene cijevi, i dalje kroz otvore mješača ulazi unutar tih cijevi. Iz plamenih cijevi plin se usmjerava u zajednički prstenasti sabirnik plinova i dalje u turbinu.

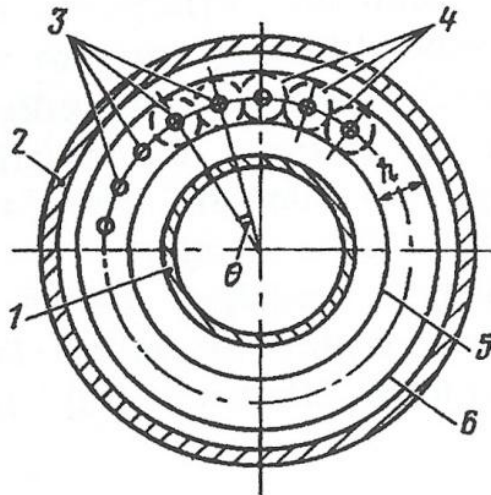
Sekcijska komora ima blok pojedinačnih komora, čiji je broj  $n = 6 - 12$ , a ponekad i veći. U tom su slučaju plamene cijevi i kućišta u svakoj komori posebno. Principijelno sve komore bloka su savršeno identične, a rade samostalno, no također su spojene priključcima za prebacivanje plamena, čija se dužina dobiva značajno većom, nego kod cijevno-prstenaste komore. Sustav za potpalu također se ugrađuje u samo nekoliko komora bloka.



**Slika 3.3.1.** Shema komore izgaranja plinsko-turbinskog agregata;

1 – visokotlačni kompresor, 2 – regeneratorski, 3 – komora izgaranja, 4 – kompenzator, 5 – turbina, 6 – vratilo, 7 – odvojene plamene cijevi, 8 – vanjski element prstenaste plamene cijevi, 9 – vanjsko kućište komore, 10 – unutarnje kućište komore, 11 – unutarnji element prstenaste cijevi, 12 – priključak za prebacivanje plamena, 13 – kućište, 14 – košuljica vratila.

Kod sekcijских i cijevno-prstenastih komora broj gorionika obično odgovara broju plamenih cijevi, u čije se središte, na ulazu, ugrađuju gorionici. U pojedinim slučajevima u plamenoj cijevi može biti smješteno nekoliko gorionika. U prstenastoj komori broj gorionika se odabire takvim, da bi plamen u potpunosti popunio prstenasti radni prostor plamene cijevi (Slika 3.3.2.). Maksimalan promjer stošca raspršenog goriva 4 kod gorionika 3 (najčešće centrifugalnih) ograničen je rastojanjem po polumjeru  $h$  između unutarnjeg 5, i vanjskog 6, elementa plamene cijevi. Što je manja veličina  $h$ , to je potreban veći broj gorionika. Kod prstenastih komora izgaranja niza agregata njih je 20 - 30 (u skladu s centralnim kutom  $\vartheta$ ).



**Slika 3.3.2.** Položaj centrifugalnog gorionika u prstenastoj komori izgaranja;

1 – unutarnje kućište, 2 – vanjsko kućište, 3 – gorionici, 4 – maksimalne površine presjeka, 5,6 – unutarnji, vanjski elementi plamene cijevi.

Kod prstenastih komora ponekad se primjenjuje jedan rotirajući ili prstenasti gorionik. Zbog sprečavanja pregaranja plamene cijevi i neizgaranja goriva, kapljice goriva nikada ne smiju doći u kontakt sa stijenkom plamene cijevi. Pojedinačne komore se izvode odvojenim, no češće kao ugrađene. To omogućava skraćivanje rastojanja između kompresora i turbine i smanjenje broja gorionika. Posljednje je jako važno za male plinsko-turbinske agregate, gdje protoci zraka i goriva nisu veliki i primjena nekoliko komora nije poželjna pošto gorionici imaju tako male dimenzije da se često začepuju i narušavaju rad komore.

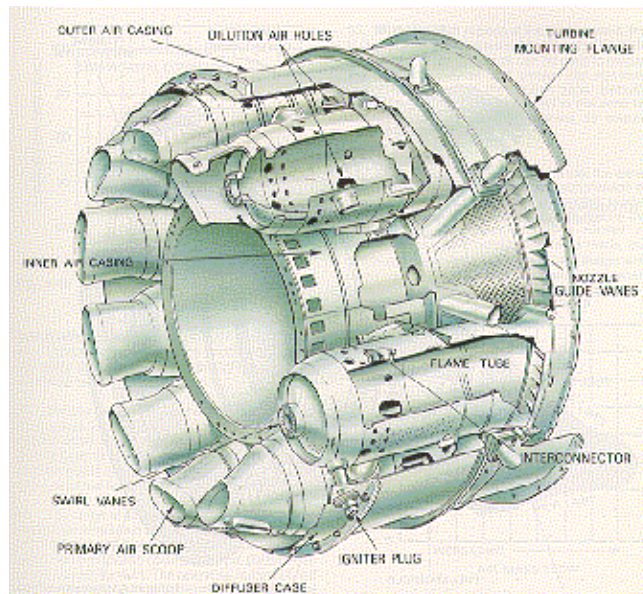
Još nekoliko godina unazad plinsko-turbinski agregati najčešće su koristili sekcijske komore izgaranja pošto imaju niz bitnih prednosti. Prednosti se u prvom redu odnose na jeftinoću i jednostavnost eksperimentalnog ispitivanja pojedine komore na ispitnom stolu, i kao drugo, lakoća i pogodnost opsluživanja i montaže.

Poznato je da eksperimentalna ispitivanja nakon proračuna i projektiranja komore zahtijevaju značajni utrošak vremena i sredstava. Prstenastu komoru kod završnih ispitivanja treba ispitati u prirodnoj veličini, što zahtjeva velike investicije i ukupni protok zraka  $(\dot{m}_z)_{uk}$  i goriva  $(\dot{m}_g)_{uk}$ . Za sekcijske komore kod ispitivanja potreban je manji protok zraka  $(\dot{m}_z)_{uk}/n$ , pošto su sve komore identične i ispituje se samo jedna od njih. Praktički, da bi se pojednostavilo ispitivanje po bilo kojoj shemi komore izgaranja, potrebno je bar dio tih ispitivanja provoditi na modelu. Za prstenaste komore izgaranja ispitivanja se najčešće izvode na dijelu prstenastog radnog volumena (s nekoliko gorionika), ograničenog s dva radijalna presjeka, no modelska ispitivanja ne daju dovoljno sigurne rezultate. Ispitana konstrukcija sekcijske komore izgaranja može se iskoristiti kod projektiranja novog plinsko-turbinskog agregata, osobito ako su parametri njegovog radnog fluida bliski prethodnima; mijenja se samo broj komora na takav način, da bi se osiguralo zagrijavanje zadanog protoka zraka pri novoj snazi plinsko-turbinskog agregata.

Osim toga, kod sekcijских i cijevno-prstenastih komora u ograničenim volumenima njihovih plamenih cijevi lakše se ostvaruje dobro miješanje tokova goriva, zraka i plina i ostvarivanje radnog procesa u

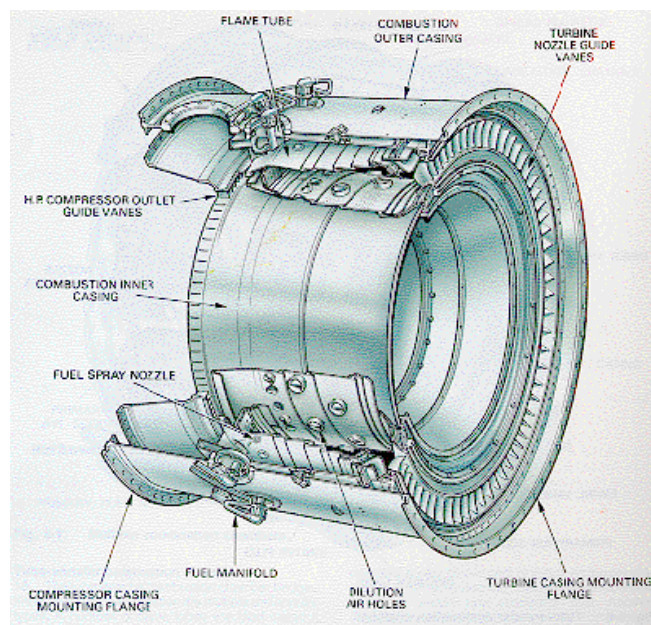


cjelini. Izrada plamene cijevi sekcijskih i cijevno-prstenastih komora izgaranja obično je značajno jednostavnija i jeftinija, a njihova je krutost veća od cijevi prstenastih komora. Dalje, kućište samoga turbinskog agregata kod korištenja sekcijskih komora treba izvesti kraće.



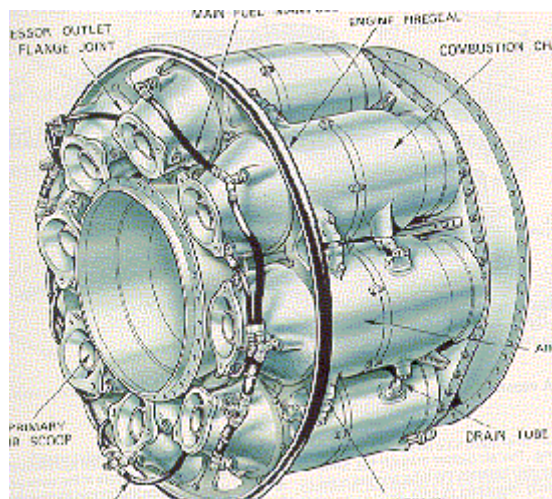
***Slika 3.3.3. Sekcijska komora izgaranja***

Prstenasta komora ima niz svojih važnih prednosti. Lakša je i kompaktnija od drugih. Na ulazu i izlazu iz takve komore, u pravilu, dobivaju se ravnomjernija polja brzina i temperatura plina, nešto se skraćuje dužina agregata i snižavaju se hidraulički otpori. Kod prstenastih komora izgaranja principijelno se može izvesti efikasniji difuzor. Hlađenje prstenaste plamene cijevi zahtjeva nešto manju količinu zraka za hlađenje zbog manje ukupne površine cijevi takove komore. Dimenzije velikog broja običnih, centrifugalnih gorionika se dobivaju beznačajnim čak i uz velike protoke goriva u agregatu. Ta činjenica zahtjeva pažljivije filtriranje goriva i poskupljivanje tehnologije izrade gorionika zbog osiguranja identičnosti njihovih radnih karakteristika. Osim toga, da bi se demontirala prstenasta komora, u pravilu je potrebno rastaviti čitav agregat. Slične nedostatke, ali u manjoj mjeri, imaju i cijevno-prstenaste komore izgaranja. Istina, demontaža takve komore je znatno lakša, a ispitivanja se izvode na odsjeku s jednom plamenom cijevi.



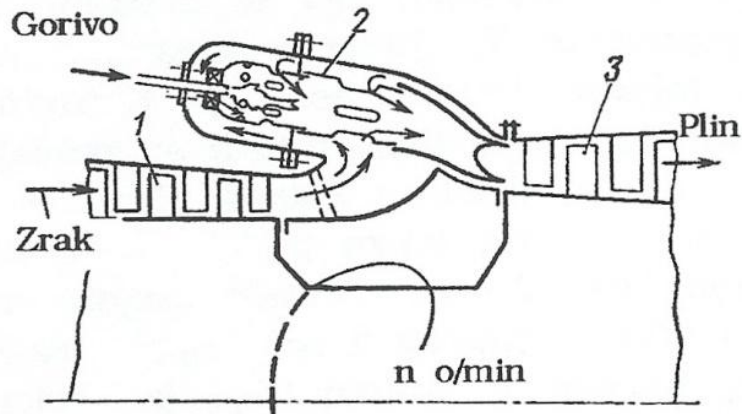
**Slika 3.3.4.** Prstenasta komora izgaranja

Pojedinačna komora izgaranja je pogodnija jer njena demontaža ne traži nikakve zahvate na agregatu. Ovdje se broj gorionika može izabrati najsvrsishodnije. Takve komore ne zahtjevaju da plin na izlazu ima jako ravnomjerno temperaturno polje i polje brzina, pošto se polja izjednačavaju u cjevovodu, koji spaja komora s turbinom. Te komore izgaranja imaju veće dimenzije i masu cjevovoda i sabirnika plina, a time i dodatne gubitke tlaka. Osim toga, završno ispitivanje zahtjeva ukupni protok zraka i predstavlja veliki materijalni trošak. Danas se sve češće susreću, osobito kod agregata transportnih sredstava, komore izgaranja koje su međutip, npr., između cijevno-prstenaste i sekcijske. To su komore s povratnim zakretanjem toka (Slika 3.3).



**Slika 3.3.5.** Komora izgaranja pojedinačnog tipa

Zrak se iz prstenastog difuzora kompresora 1 uvodi u zajedničko prstenasto kućište komore izgaranja 2. Prolazeći kroz provrte i čelno ustrojstvo u samu komoru, čini se zakret od 360° i iz mješača komore dolazi u prstenasti sabirnik plinova turbine 3. Komora izgaranja danog tipa ne mora biti samo cijevno-prstenasta, već i sekcijaska s odvojenim kućištima (gornjim dijelovima kućišta) oko odvojenih cilindričnih plamenih cijevi. Istina, u tom je slučaju potrebna ugradnja priključaka za prebacivanje plamena otežana zbog njihove nešto veće dužine.



Slika 3.3.6. Shema komore s povratnim zakretom toka

### 3.4. Radni proces u komori izgaranja

Radni proces komora izgaranja plinsko-turbinskih agregata jako je složen i cjelokupni dojam o njemu je najjednostavnije dobiti analizirajući odvojeno pojedine elemente i utjecaj različitih faktora na njih. Aerodinamika tokova zraka i plina, karakter dovođenja goriva i njegovog miješanja sa zrakom, zapaljenje plamena, stabilizacija plamena, uvjeti prijelaza topline i mase, zakoni generiranja topline po dužini komore izgaranja su osnovni elementi radnog procesa.

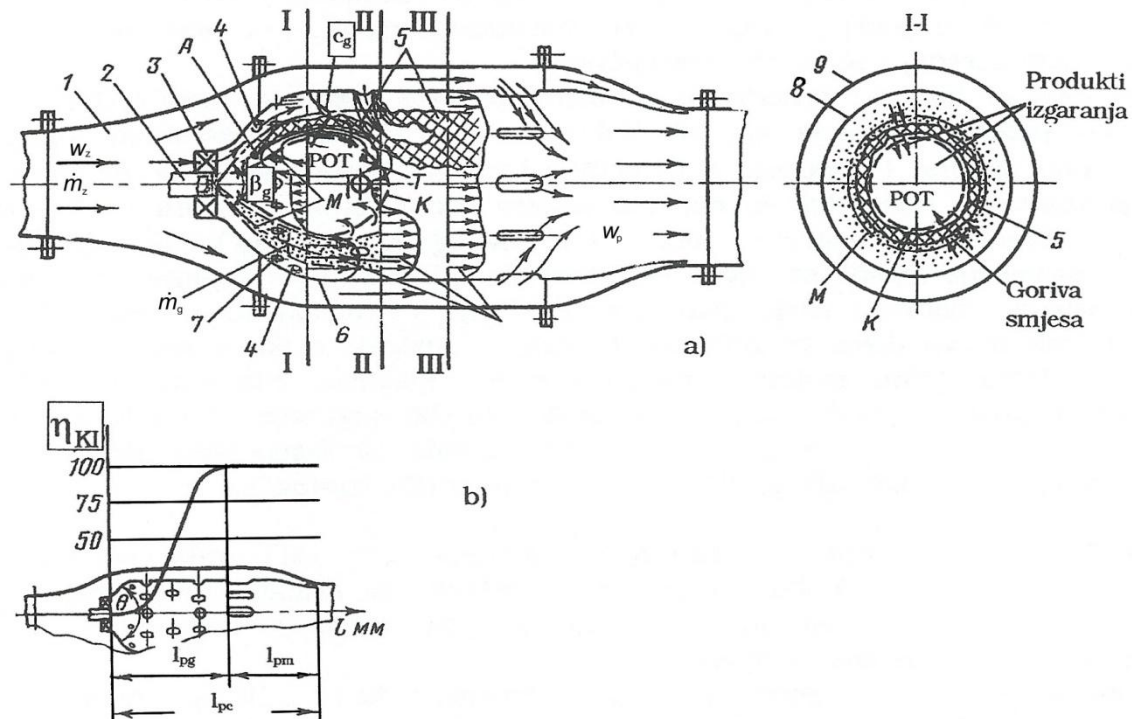
Zrak koji ulazi u komoru izgaranja, u pravilu, ima značajne brzine, do 150 m/s i više, osobito kod direktne sheme agregata i dovođenja zraka neposredno iz kompresora. U tomu se slučaju ispred čelnog ustrojstva plamene cijevi smješta difuzor 1 (Slika 3.4.1.), u kojemu se brzina toka smiruje, kod stacionarnih agregata obično do 30-60 m/s, a zrakoplovnih 50-80 m/s. Dalje, kroz čelno ustrojstvo i iz bočnih provrta u plamenu cijev 6 u područje izgaranja dovodi se primarni zrak  $\dot{m}_1$ , koji je dio ukupnog protoka zraka, koji prolazi kroz komoru izgaranja  $\dot{m}_z$ . Količina primarnog zraka najčešće ne prelazi 20-50% količine  $\dot{m}_z$ . To osigurava u području izgaranja najpogodniju koncentraciju smjese uz pretičak zraka:

$$\lambda_g = \dot{m}_1 / (\dot{m}_T L_0) = 1.1 - 2.0 \quad (3.4.1.)$$

Dio primarnog zraka  $\dot{m}_{fr}$  ulazi kroz čelno ustrojstvo neposredno na sam početak područja izgaranja. Obično veličina  $\lambda_{fr}$  iznosi  $\lambda_{fr} = \dot{m}_{fr} / (\dot{m}_T L_0) = 0.2 - 0.5$ . Kod vrtloženja zraka lopatičnim vrtložnicima tok zraka dobiva značajne radijalne i tangencijalne komponente brzine. Aksijalna brzina toka obično ne prelazi 12 - 17 m/s, kod komora izgaranja zrakoplovnih motora 20 - 25 m/s. Zrak koji ulazi iz lopatičnog vrtložnika giba se po spirali između područja obrnutih tokova i plamene cijevi. Zbog sprečavanja odcjepljenja toka zraka, koji izlazi iz vrtložnika, sa stijenki difuzora čelnog ustrojstva

kut divergencije difuzora  $\theta$  i toka trebaju se međusobno podudarati. Obično se dobro opstrujavanje dobiva kod vrijednosti kuta ugradnje lopatičnog vrtložnika  $\varphi > \theta/2$ .

Temperatura po presjeku područja izgaranja raste od  $T_z$  (temperatura zraka na ulazu) uz stijenku plamene cijevi u sloju, čija se debljina umanjuje prema kraju područja izgaranja, do temperature  $T_g$  (procesa izgaranja) na fronti plamena na granici područja obrnutih tokova. Unutar područja obrnutih tokova, koje je u osnovi popunjeno produktima izgaranja, temperatura se značajno ne mijenja i blizu je  $T_g$ . Slika 3.4.1a shematski prikazuje strukturu strujanja, položaj fronte i cijelog plamena u području izgaranja. Na izlazu iz lopatičnog vrtložnika 3 prstenasta zavrtložena struja zraka zbog turbulencije zahvaća svojom unutarnjom površinom dio vrućih plinova područja POT i, miješajući se s njima, zagrijava. U te se slojeve strujanja u obliku šupljeg konusa (s kutom  $\beta_r$ ) iz gorionika 2 dovodi masa raspršenog goriva  $\dot{m}_T$ , čiji je glavni dio koncentriran u središnjem dijelu, ograničenom crtom M. Na taj se način, nakon djelomičnog isparavanja goriva (prvo sitnijih kapljica), već na početku područja u unutarnjem dijelu prstenastog toka, koji opstrujava područje obrnutih tokova, formira zagrijana goriva smjesa. Paleći se pod utjecajem usijanih plinova područja obrnutih tokova, prvi volumeni smjese određuju izgaranje narednih, čineći površinu fronta plamena u cjelini 5. Područje izgaranja (fronta plamena) počinje u tom dijelu volumena gdje je brzina strujanja smjese jednaka brzini rasprostiranja plamena-u točkama stabilizacije A, koje u prostoru čine prsten. Od točki A, smještenih u pograničnom sloju zavrtložene struje, površina fronte plamena razvija se s karakterom dijagrama brzina (u osnovnom aksijalnih), čineći kosu frontu prema zakonu Mihelsona.



**Slika 3.4.1.** Shematski prikaz radnog procesa u području izgaranja;  
a – shematski prikaz radnog procesa u komori, b – shematski prikaz izgaranja goriva po dužini područja izgaranja.



Kako se vidi na shemi, osnovna masa goriva i zraka prstenaste zavrtložene struje zahvaća s vanjske strane površinu fronte plamena. Goriva smjesa koja ovdje nastaje izgara s unutarnje strane te prstenaste struje. Slika 3.4.1a za presjeke I-I, II-II, a također i za presjek III-III prikazuje tipične sheme dijagrama aksijalnih brzina po dužini područja izgaranja. Na granici područja obrnutih tokova  $w_a = 0$  (površina K); u vanjskim slojevima strujanja, koji su tik uz područje obrnutih tokova, gradijent aksijalnih brzina je jako visok, te na taj način osigurava intenzivno turbulentno miješanje. U jezgri prstenastog toka su aksijalne brzine značajne, što uvjetuje povećanje širine područja izgaranja po dužini samog područja. Na karakter i položaj površine fronte plamena jako intenzivirajuće djelovanje pokazuju bočne struje primarnog zraka. Kod povećanja dubine prodiranja tih struja područje izgaranja može se narušavati ili deformirati. Iza struje je moguće nastajanje pojedinih odvojenih područja izgaranja, što ponekad može povećati ukupnu površinu plamena i ubrzati proces zahvaljujući nagloj turbulenciji toka.

Promjene procesa prijelaza topline i mase kod različitih režima rada mogu se manifestirati i na položaj fronte plamena. Kod korištenih konstrukcija komora izgaranja te izmjene dovode do naglog smanjenja kvalitete procesa i prekida plamena u cijelome području rada. Uvjeti stabilizacije plamena u početnom dijelu plamene cijevi određuju se čelnim ustrojevima.

Količina topline, koja se generira po dužini područja izgaranja, karakterizira se korisnošću procesa izgaranja  $\eta_{KI}$  (Slika 3.4.1b). Karakter krivulje generiranja topline ovisi o puno faktora, i posebno, o raspodjeli i načinu dovodenja zraka po dužini područja izgaranja. Konkretno se pod tim smatra korak, promjer otvora i relativna dubina prodiranja bočne struje zraka u tok radnog fluida u području izgaranja. Značajno nastajanje topline se odvija na određenoj udaljenosti od sapnice gorionika, gdje u velikoj količini nastaju pare goriva i gdje se u skladu s tim dovodi primarni zrak nizom dosta snažnih bočnih struja. Uvođenje zraka u obliku bočnih struja turbulizira gorivu smjesu i razvija površinu plamena. Isto tako nepravilni razmještaj i prekomjerni intenzitet struje može narušiti područje obrnutih tokova. Osobito se naglo pogoršava proces (sve do prekida plamena) kod siromašnih smjesa, to jest kod značajnih pretičaka zraka u području izgaranja.

Izbor najboljeg profila dovodnih kanala i raspodjele primarnog zraka po dužini područja izgaranja predstavlja jedan od najvažnijih momenata projektiranja i eksperimentalnih istraživanja komore izgaranja. Od njegovog rješavanja ovise osnovne radne karakteristike komore:

- korisnost izgaranja goriva i karakter promjene kod različitog opterećenja;
- karakteristike prekida plamena;
- toplinsko opterećenje komore izgaranja i drugi.

Povećanje dubine prodiranja bočne struje često povećava korisnost izgaranja goriva, no u pravilu značajno pogoršava karakteristike prekida plamena i time sužava područje stabilnog rada. Značajna toplinska opterećenja komora izgaranja zahtijevaju razradu niza mjera zaštite, posebice zaštitu stijenke 8 plamene cijevi od pregrijavanja. Stijenka se izolira od fronte plamena tokom hladnoga zraka; kod toga se potrebno osigurati od područja zastoja uz stijenku i lokalnih recirkulacija tokova. Ta područja zastoja smanjuju radni volumen komore i izazivaju lokalna pregrijavanja, deformacije i pregaranje stijenke plamene cijevi ili stvaranje čađe na njoj.

## 4. Analiza i sustav proračuna osnovnih elemenata radnog procesa komore izgaranja

### 4.1. Gubici tlaka

Gubici tlaka u komori izgaranja smanjuju zaustavni tlak po njenoj dužini, koji, kao i temperatura, određuju radnu sposobnost plina. Kod hladnih prostrujavanja cilindričnih komora, kada su temperature i brzine strujanja jednake na ulazu i izlazu,  $p_{iz}/p_{ul} = p_{iz0}/p_{ul0}$  ti se gubici mogu ocijeniti kako po zaustavnim tako i statičkim tlakovima. Uz izgaranje goriva  $T_{iz} \gg T_{ul}$  i  $p_{iz}/p_{ul} \ll p_{iz0}/p_{ul0}$ , tj. gubici zaustavnog tlaka čak za cilindričnu komoru značajno su veći od gubitaka statičkog tlaka. Uzimajući da se komora izgaranja obično izrađuje oblika koji je različit od cilindričnog, ocjenu njihovog otpora treba raditi samo prema gubicima zaustavnog tlaka.

Kod komora izgaranja plin praktički uvijek struji u automodelnom području, dakle kod tako visokih  $Re$  brojeva da karakter strujanja plina ne ovisi o kriteriju  $Re$ . U tom su slučaju gubici zaustavnog tlaka proporcionalni kvadratu brzine toka:

$$\Delta p_0 = \psi \rho w^2 / 2 \quad (4.1.1.)$$

Gdje je:

$\Delta p_0$  - razlika zaustavnih tlakova zraka na ulazu i plina na izlazu iz komore izgaranja, mjerenih neposredno u komori kod ispitivanja na probnom stolu;

$\psi$  - bezdimenzionalni koeficijent hidrauličkog otpora komore;

$\rho w^2 / 2$  - kinetička energija na ulazu u komoru.

Kod hladnih prostrujavanja koeficijent  $\psi$  u automodelnom području ima konstantnu vrijednost i pokazuje koliki se dio dinamičke energije troši u komori samo zbog njenog hidrauličkog otpora. Ako se taj koeficijent određuje uz izgaranje goriva ( $\psi_g$ ), to njegova vrijednost ne ostaje konstantnom, a raste kako se smanjuje ukupni pretičak zraka. Zbog toga se otpor komora izgaranja može usporediti samo uz jednake režime rada i također, jednake  $\lambda_{uk}$ .

Istraživanje pokazuje, da  $\psi_g$  određen u komori uz izgaranje sa  $\lambda_{uk} = 5$ , može biti veći od dobivenog kod hladnog prostrujavanja za 25-35%, a kod  $\lambda_{uk} = 3$  za 45-55%.

Ovisnost  $\psi_g$  o  $\psi$  za cilindrični kanal može se dobiti u sljedećem obliku:

$$\Delta p_0 = p_{z0} - p_{p0} = \rho_z w_z (w_p - w_z) + \psi \rho_z w_z^2 / 2 \quad (4.1.2.)$$

Uzimajući da je  $\psi_g = p_{z0} - p_{p0} / (\rho_z w_z^2 / 2)$ , dobiva se  $\psi_g = \psi + 2(w_p / w_z - 1)$ ,

ili  $\psi_g = \psi + 2(T_p / T_z - 1)$ , budući da je  $w_p / w_z = T_p / T_z$ .

Plinsko-zračni kanali komora izgaranja plinsko-turbinskih agregata imaju složeni profil i njih se ne može analizirati kao cijev s  $F = \text{konst.}$  Za realne komore izgaranja vrijedi:

$$\psi_g = \psi + A(T_p / T_z - 1) \quad (4.1.3.)$$

Gdje je:

$A$  - iskustveni koeficijent koji se dobiva istraživanjem analognih konstrukcija.

Kod hladnih prostrujavanja komore veličina  $\psi$  odražava čisto hidrauličke gubitke i može se povezati s ranije analiziranom veličinom  $\sigma = \Delta p_0 / p_{z0}$  na sljedeći način:

$$\psi_g = p_{z0} - p_{p0} / \rho_z w_z^2 / 2 = \sigma / \rho_z w_z^2 / 2 p_{z0} \quad (4.1.4.)$$

Pošto je  $\rho_z = p_z / RT_z$  i  $p_{z0} = p_z (1 + \frac{\kappa-1}{2} M_z^2)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$

dobiva se:

$$\sigma = \psi \kappa M_z^2 / 2 (1 + \frac{\kappa-1}{2} M_z^2)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (4.1.5.)$$

gdje je  $M_z$  - Machov broj na ulazu u komoru.

Veličina  $\sigma$  uzima u obzir gubitke na trenje radnog fluida o stijenku kanala, gubitke povezane s cirkulacijskim strujanjima, suženjima i širenjima tokova, miješanjem struja plina, lokalnim otporima i gubitke u ulaznom difuzoru komore. Gubici u difuzoru ponekad su jako značajni, čineći osnovni dio ukupnih gubitaka tlaka u komori. Ti gubici naglo rastu kod povećanja kuta divergencije difuzora. Gubici zaustavnog tlaka u difuzoru na udar:

$$\Delta p_{d0} = k \rho_z w_{ul}^2 / 2 (1 - F_{ul} / F_{iz}) \quad (4.1.6.)$$

gdje je  $k$  - koeficijent oslabljenja udara.

Slika 4.1.1. prikazuje promjenu koeficijenta  $k$  u ovisnosti o kutu širenja ekvivalentnog (kružnog) difuzora  $\theta$ . Kod značajnih brzina zraka na ulazu u difuzor (oko 100 m/s), velikih kutova (15 - 25°)  $\Delta p_{d0}$  je najveći dio ne samo  $\sigma$  nego i  $\sigma_g$ . Često se zadatak dodatno komplicira time, da treba izvoditi difuzor čiji oblik nije simetričan, a ni kružnog presjeka, što zahtjeva specijalna eksperimentalna istraživanja. Kod smanjenja  $\theta$  opada i  $\Delta p_{d0}$ , no jednaki s  $\Delta p_{d0}$  po veličini postaju gubici tlaka na trenje u difuzoru:

$$(\Delta p_{d0})_{tr} = \xi_{tr} \frac{l}{d_e} \rho_z w_{ul}^2 / 2 \quad (4.1.7.)$$

Gdje je:

$l$  - dužina difuzora;

$d_e$  - ekvivalentni promjer; za kanal čiji je presjek različit od kružnog,  $d_e = 4F/O$

$F$  - površina strujnog presjeka;

$O$  - opseg kanala oplakivan strujanjem;

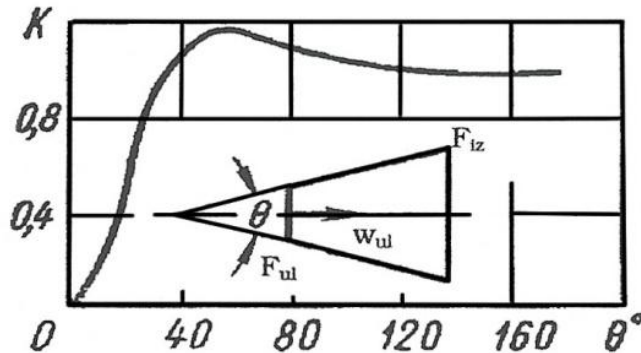
$\xi_{tr}$  - koeficijent trenja koji je funkcija  $Re$  za  $4000 < Re < 100000$  vrijedi  $\xi_{tr} = 0.3168 / Re^{0.25}$

Često se, koristeći podatke ispitivanja, računaju ukupni gubici zaustavnog tlaka u difuzoru prema jednadžbi:

$$(\Delta p_{d0})_{uk} = \psi_d \rho w^2 / 2 \quad (4.1.1.)$$

Gdje je:

$\psi_d$  - koeficijent hidrauličkog otpora difuzora.



**Slika 4.1.1.** Zavisnost koeficijenta oslabljenja udara o kutu širenja difuzora.

U praksi se osnosimetrični, okrugli difuzori, kod komora izgaranja rijetko susreću. Težnja za skraćivanjem dužine plinsko-turbinskog agregata i uvjeti sastavljanja elemenata agregata često zahtijevaju odstupanje od analizirane sheme. U tom se slučaju profiliranje provodi na takav način da se dobije promjena površine poprečnog presjeka kanala po njegovoj dužini, ekvivalentna jednostavnom okruglu difuzoru (izogradijentno profiliranje). Isto tako u zrakoplovstvu, npr., susreću se i stepenasti difuzori ili višekanalni s unutarnje profiliranim pregradama, koje smanjuju kut širenja pojedinih kanala zajedničkog kratkog difuzora. Gubici tlaka na trenje o stijenku kanala komora izgaranja principijelno se određuju kao i gubici na trenje u difuzoru, uvažavajući profil i režim strujanja u kanalu.

Čisto hidraulički gubici zaustavnog tlaka komore, npr., čelnog ustrojstva, određuju se odvojeno. Obično se ti otpori izražavaju u ovisnostima oblika:

$$\Delta p_{fr0} = \psi_{fr} \rho w^2 / 2 \quad (4.1.2.)$$

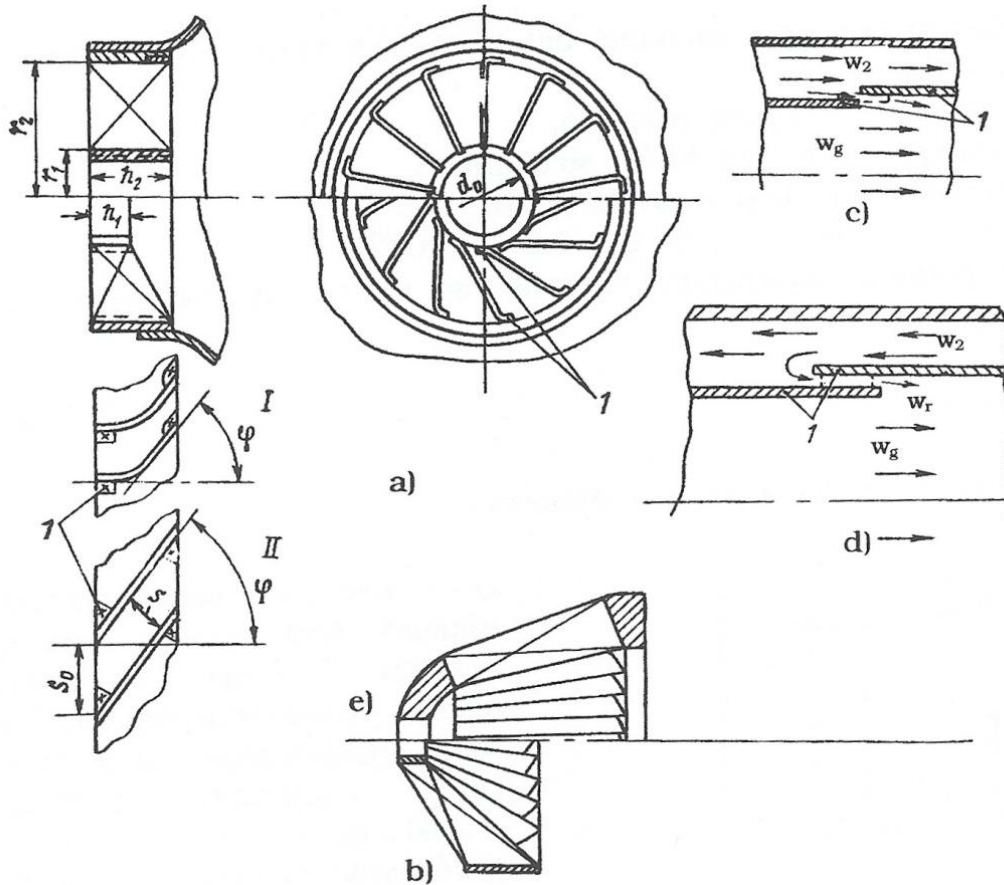
Gdje je:

$\psi_{fr}$  - koeficijent hidrauličkog otpora čelnog ustrojstva koji se određuje eksperimentom.

Kinetička energija računa se prema ulaznim parametrima zraka u čelno ustrojstvo. Osnovni element čelnog ustrojstva je tijelo lošeg aerodinamičnog oblika, koje se najčešće izvodi u obliku lopatičnog vrtložnika.

Lopatični vrtložnici mogu biti različitih konstrukcija. Slika 4.1.1a prikazuje najčešće tipove konstrukcija korištene osobito kod zrakoplovnih i transportnih plinsko-turbinskih agregata s profiliranim (I) i ravnim lopaticama (II), čiji je broj  $n = 9 - 12$ . Za čahuru ( $r_1$ ) i vanjski prsten ( $r_2$ ) lopatice se zavaruju po ukoso savijenim limovima (1). Kod stacionarnih postrojenja nerijetko se koriste konični (Slika 4.1.1b) i polukonični registri (Slika 4.1.1e).





**Slika 4.1.1** Konstrukcija čeonog ustrojstva;

a – lopatični vrtložnik, b – polukonusni registar, c – direktno ustrujavanje toka u procjepe, d – ustrujavanje u procjepe sa zakretanjem toka, e – konusni registar.

Ukupni gubici tlaka u registru suma su gubitaka na ulazu i izlazu, gubitaka u međulopatičnim kanalima i gubitaka na trenje:

$$\Delta p_{r0} = \sum \Delta p_{i0} \quad (4.1.3.)$$

Pojedine komponente računaju se po sljedećim jednadžbama:

a) razlika zaustavnih tlakova na ulazu i izlazu za dani dio kanala,

$$\Delta p_{i0} = p_{ul} + \rho w_{ul}^2 / 2 - (p_{iz} + \rho w_{iz}^2 / 2) \quad (4.1.4.)$$

b) gubici na trenje,

$$\Delta p_{tr0} = \psi_{tr} \rho w^2 / 2 \quad (4.1.5.)$$

Kod toga vrijedi  $\psi_{tr} = \xi_{tr} l / R_h$ , gdje je:

$\xi_{tr}$  - koeficijent trenja (obično se uzima 0.008);

$L$  - dužina kanala;

$R_h = F/r$  - hidraulički polumjer.

Za registar s ravnim lopaticama ( $\varphi = \text{const}$ ):

$$\psi_{tr} = \xi_{tr} \frac{n}{\cos \varphi} \left[ \frac{n \cos \varphi (D + d) - 2\delta n + (D - d)n}{\pi/4(D^2 - d^2) \cos \varphi - n\delta (D - d)/2} \right] \quad (4.1.6.)$$

ovdje je

$n$  - broj lopatica, a  $\delta$  - debljina lopatica;

$D$  i  $d$  vanjski i unutarnji promjer vrtložnika.

Obično su gubici na trenje jako mali u usporedbi s drugim komponentama, čiji je zbroj:

$$\sum \Delta p_{(i-1)0} = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 + \left( \frac{\rho_{ul} w_{ul}^2}{2} - \frac{\rho_{iz} w_{iz}^2}{2} \right) \quad (4.1.7.)$$

Gdje je:

$\Delta p_1$  - gubitak tlaka na ulazu;

$\Delta p_2$  - gubitak tlaka u međulopatičnim kanalima;

$\Delta p_3$  - gubitak tlaka na izlazu.

Izraz u okruglim zgradama je razlika kinetičkih energija na ulazu i izlazu iz registra.

Veličina  $\Delta p_i$  kao razlika statičkih tlakova po dijelovima može se smatrati jednakom:

$$\Delta p_i = \psi_i \frac{\rho (w_{ul})_i^2}{2} \quad (4.1.8.)$$

Koeficijent gubitka tlaka na ulazu u registar:

$$\psi_{ul} = \Psi (F_1/F_0 + 2)(1 - F_1/F_0) \quad (4.1.9.)$$

Koeficijent gubitka tlaka na izlazu iz registra:

$$\psi_{iz} = 2\Psi (F_1/F_3)(F_1/F_3 - F_1/F_2) \quad (4.1.10.)$$

Gdje je:

$F_0$  - površina poprečnog presjeka ulaznog priključka;

$F_1$  - površina poprečnog presjeka na ulazu u registar;

$F_2$  - površina poprečnog presjeka na izlazu iz registra;

$F_3$  - površina poprečnog presjeka plamene cijevi;

$\Psi$  - koeficijent određen eksperimentalno koji uvažava oblik kanala, nejednolikost polja brzina i tlaka na ulazu i izlazu iz registra; može se uzeti  $\Psi = 1.20$ .

Koeficijent gubitka tlaka u međulopatičnom kanalu  $\Psi_1$  za najjednostavniji slučaj, kada je kut ugradnje lopatice  $\varphi = \text{konst.}$ , može se odrediti po empirijskoj jednadžbi:

$$\Psi_1 = \frac{[1 - (r_1/r_2)^2] \tan \varphi (2 - m)^2}{4[1 - (r_1/r_2)^{2-m}]^2 m (r_1/r_2)^{2m}} - 1 \quad (4.1.11.)$$

Gdje je:

$r_1/r_2$  omjer polumjera čahure i vanjskog prstena registra;

$$m = \frac{\sin \varphi}{(2 - \sqrt{\cos \varphi})^4} \quad (4.1.12.)$$

U slučaju korištenja profiliranih lopatica ( $\varphi \neq \text{konst.}$ ) jednadžba se nešto komplicira.

Ukupni gubici u procjepima za dovođenje zraka za hlađenje računaju se na principijelno isti način:

$$\Delta p_{\text{pr}} = \Psi_{\text{pr}} \frac{\rho w_{\text{pr}}^2}{2} \quad (4.1.13.)$$

Gdje je:

$w_{\text{pr}}$  - brzina zraka u kanalu procjepa;

$\Psi_{\text{pr}}$  - koeficijent gubitka tlaka u procjepu, obično se određuje eksperimentom.

Za strujanja prikazanim slikama Slika 4.1.1a i e i taj se koeficijent obično uzima 0.8 i 1.25.

#### 4.1.1. Gubici tlaka kod miješanja struja zraka

Gubici zaustavnog tlaka kod miješanja bočnih struja zraka, koje nastrujavaju u plamenu cijev, mogu se ocijeniti polazeći od sheme na slici 4.1.1a. Analizirat će se cilindrični element komore izgaranja s beskonačno tankom stijenkom plamene cijevi. Taj uvjet isključuje njen utjecaj na smjer ulazeće struje, čija je aksijalna komponenta jednaka brzini zraka u prstenastom zazoru, a radijalna komponenta jednaka brzini u rupicama plamene cijevi  $w_r$ . Radijalna brzina određuje protok zraka  $\dot{m}_r$ , koji ulazi u plamenu cijev, a koji zavisi o padu statičkog tlaka u prstenastom zazoru i plamenoj cijevi. Ako je u presjeku I-I do ulaska bočnih struja protok zraka u plamenu cijev bio jednak  $\dot{m}'_{\text{pc}}$  uz brzinu strujanja zraka  $w'_{\text{pc}}$  i tlak  $p'_{\text{pc}}$ , to nakon miješanja s bočnim strujama u presjeku II-II njegova brzina postaje jednaka  $w''_{\text{pc}}$ , tlak  $p''_{\text{pc}}$  i protok raste na  $\dot{m}''_{\text{pc}}$ . Ako se označi:

$$\dot{m}'_r / \dot{m}'_{\text{pc}} = n \quad \text{i} \quad w_2 / w'_{\text{pc}} = m \quad (4.1.1.1.)$$

može se napisati:

$$\dot{m}''_{\text{pc}} = \dot{m}'_{\text{pc}} (n+1) \quad \text{i} \quad w''_{\text{pc}} = w'_{\text{pc}} (n+1). \quad (4.1.1.2.)$$

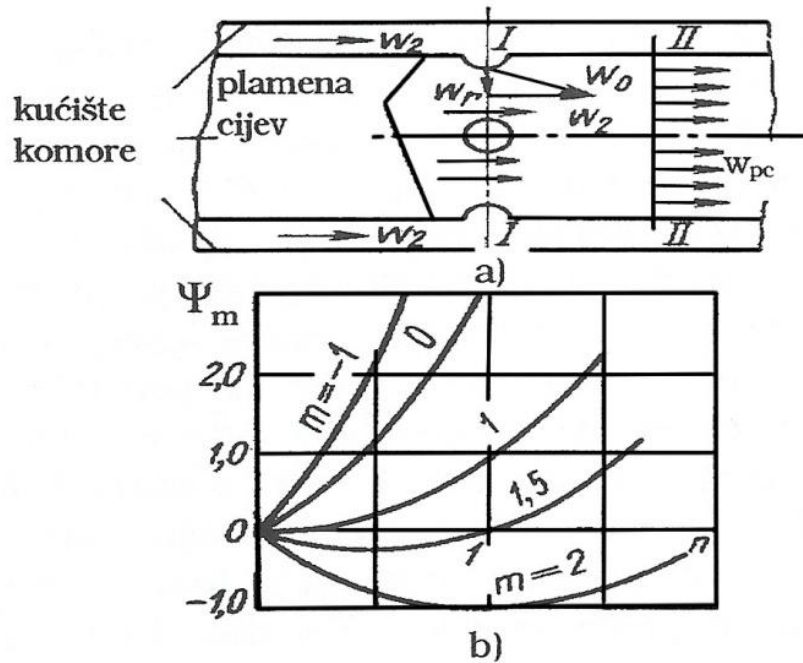
Iz jednadžbe količine gibanja:

$$F = p'_{pc} - p''_{pc} = \dot{m}'_{pc} w'_{pc} - (\dot{m}'_{pc} w'_{pc} + \dot{m}_r w_2) \quad (4.1.1.3.)$$

moгу se odreditи gubici statičkog tlaka toka u plamenoj cijevi nakon ustrujavanja i miješanja s bočnim strujama:

$$(\Delta p_m)_{I-II} = p'_{pc} - p''_{pc} = \rho (w'_{pc})^2 / 2 (2n(2 + n - m)) \quad (4.1.1.4.)$$

pošto je  $F = \dot{m}'_{pc} v / w'_{pc}$ , gdje je:  $v$  - specifičan volumen plina u plamenoj cijevi koji se može smatrati jednakim u presjecima I-I i II-II.



**Slika 4.1.1.1.** Shema miješanja bočnih struja zraka s osnovnim tokom.

Gubici zaustavnog tlaka kod miješanja struja mogu se dobitи pomoću Bernoullijeve jednadžbe za strujnicu toka konstantne mase unutar plamene cijevi između presjeka I-I i II-II:

$$p'_{pc} + \rho (w'_{pc})^2 / 2 = p''_{pc} + \rho (w'_{pc})^2 / 2 + (\Delta p_{m0})_{I-II} \quad (4.1.1.5.)$$

Koristeći prethodne oznake nakon pretvorbi se dobiva:

$$(\Delta p_{m0})_{I-II} = \rho (w'_{pc})^2 / 2 (n^2 + 2n - 2nm) \quad (4.1.1.6.)$$

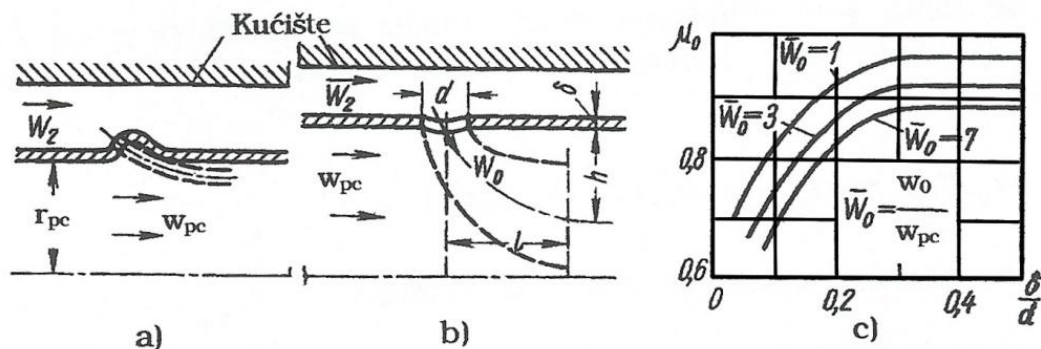
Kod komora izgaranja veličina  $\Delta p_{m0}$  je u pravilu pozitivna, tj. tlak se snižuje. Dalje, kod miješanja struja ukupna energija osnovnog toka kod ustrujavanja bočnih struja može se i povećati zbog toga što se ubrzava ustrujavajućim zrakom. To je lako pokazati, analizirajući karakter zavisnosti, dobivene za  $\Delta p_{m0}$  ili njoj proporcionalnu veličinu  $\Psi_m = \Delta p_{m0} / \rho (w'_{pc})^2 / 2$ , koja se naziva koeficijent gubitka zaustavnog tlaka kod miješanja. Slika 4.1.1.1b prikazuje promjenu  $\Psi_m$  uz promjenu  $m$  i  $n$ . Veličina  $\Psi_m$  uz određene pozitivne vrijednosti  $m$  i male vrijednosti  $n$  može biti negativna. S porastom  $n$  veličina  $\Psi_m$  postaje pozitivna na račun porasta gubitaka, koji se javljaju kod zakretanja i miješanja struja, preko veličine prirasta ukupne energije, koja se javlja prilikom ubrzanja osnovnog toka bočnim

strujama, koje imaju veliku horizontalnu komponentu brzine. Treba zamijetiti, da ako je smjer toka u prstenastom zazoru suprotan smjeru toka u plamenoj cijevi, kao što je to slučaj kod protusmjernih komora izgaranja, to gubici zaustavnog tlaka prilikom miješanja intenzivno rastu. Uvjeti miješanja bitno se mijenjaju kod promjene omjera brzine u zazoru i plamenoj cijevi, i promjene količine zraka, koji ustrajava iz zazora u plamenu cijev.

Promjer  $d$  ili broj provrta  $z$  za bočne struje i padovi statičkih tlakova  $\Delta p$  ne pokazuju utjecaj na  $\Delta p_{m0}$ , uz uvjet da je:

$$\dot{m}_r = \frac{\pi d^2}{4} z \mu \sqrt{\frac{2\Delta p}{v}} = \text{konst} \quad (4.1.1.7.)$$

Za radni proces vrijednosti  $d$ ,  $z$  i  $\Delta p$  imaju jako veliki značaj, pošto određuju dubinu  $h$  prodiranja struje hladnog zraka u smjesu. U ovisnosti o mjestu dovođenja zraka ta dubina može biti različita, kao i broj provrta u danom presjeku. Zrak, koji hladi stijenku plamene cijevi, treba se uvoditi ne suviše duboko, kako bi se stvorio kontinuirani sloj koji oplakuje stijenku. Struje primarnog zraka, koje se uvode po dužini područja izgaranja, ne smiju narušavati strukturu toka plina u plamenoj cijevi. Značajno intenzivnijima, koje prodiru do središta komore, trebaju biti struje zraka, koje ulaze u područje miješanja, što omogućava brzo i savršeno izjednačavanje temperature plinova. Dubina prodiranja struje ovisi o padu tlaka, nagibu osi provrta  $k$  osi osnovnog toka, promjeru provrta, njegovom obliku, debljini stijenke  $\delta$ , finoći i profilu rubova provrta, itd. Zrak se uvodi u plamenu cijev u obliku struja pod kutom, koje se šire uz stijenku, ili okomito na tok plina u plamenoj cijevi. Slika 4.1.1.2a i b prikazuju te varijante uvođenja.



**Slika 4.1.1.2** Shema ustrujavanja bočnih struja po duljini područja izgaranja.

Za određivanje dubine prodiranja struje kod uvođenja u plamenu cijev okomito na tok plina kroz okrugle ili gotovo okrugle provrte može se koristiti relacija dobivena na osnovi eksperimenata:

$$h = d_e (0.3 + 0.415 (w_r / w_{pc}) (l / d_e)^{0.63}) \quad (4.1.1.8.)$$

Gdje je:

$d_e$  - ekvivalentni promjer provrta;

$l$  - dužina, na kojoj je dubina prodiranja struje jednaka  $h$ ,

$$w_r = \mu_0 \sqrt{2v\Delta p} \quad (4.1.1.9.)$$

a koeficijent protoka je:

$$\mu_0 = f(w_r/w_{pc}, \delta/d_e) \quad (4.1.1.10.)$$

Slika 4.1.1.2c prikazuje ovisnost koeficijenta protoka za kružne provrte uz zaobljene bridove s  $r = 0.1 - 0.2\text{mm}$ .

Najsloženije pitanje kod projektiranja komora izgaranja je izbor uvjeta i zakonitost uvođenja struja primarnog zraka: promjera i broja (koraka) provrta u danom presjeku, broja redova provrta i njihov međusobni položaj, dubina prodiranja struje u pojedinom presjeku, itd. Rješenje tih pitanja ovisi o vrsti goriva, toplinskom opterećenju komore, stanju zraka i goriva na ulazu, itd.

Sve te uvijete jednoznačno odrediti na temelju analitičkih proračuna nije moguće. Završna rješenja dobivaju se nakon eksperimentalnog istraživanja i usavršavanja komora izgaranja u radnim uvjetima na radnom stolu. No isto tako u nizu područja gradnje plinskih turbina do danas je sakupljeno dosta iskustava koja omogućavaju izvođenje određenih zaključaka.

Istraživanja niza konstrukcija komora izgaranja zrakoplovnih mlaznih motora su pokazala, da je broj redova dovođenja struja primarnog zraka po dužini područja izgaranja različit, no najčešće jedan do četiri. Osim toga, optimalne zakonitosti generiranja topline (maksimalne vrijednosti  $\eta_{KI}$ ) moguće su na svakom konkretnom režimu rada kod različitih uvjeta uvođenja struja zraka. Ti se uvjeti određuju, u prvom, dubinom prodiranja struja, padom statičkog tlaka uz stalni promjer provrta  $d$ , ili obrnuto, veličinom provrta uz  $\Delta p = \text{konst.}$

Kod realnih konstrukcija  $\Delta p$  i dimenzije provrta su stalni. Zato će se u zavisnosti o njihovu izboru karakteristike i uvjeti rada komore mijenjati. Tako, uz značajan  $\Delta p$  maksimalne vrijednosti  $\eta_{KI}$  na karakteristici  $f(\lambda_{uk})$  s porastom će se  $\Delta p$  pomicati u stranu  $(\lambda_{uk})_{\min}$ , tj. na stranu bogatih smjesa. Očigledno, rast protoka zraka, koji ide kroz provrte, s rastom  $\Delta p$  dovodi do dobivanja povoljnih uvjeta za izgaranje i dogorjevanje goriva kod bogatijih smjesa. Kod siromašnih smjesa intenzivni i veliki tokovi hladnog zraka mogu pogoršati stanje čitavog procesa, oni uvjetuju sniženje  $\eta_{KI}$ , i značajno pogoršavaju karakteristike prekida plamena u području  $(\lambda_{uk})_{\max}$ .

Težeći k smanjenju gubitaka tlaka u komori izgaranja, značajnu dubinu prodiranja struja pogodnije je ostvariti ne na račun rasta  $\Delta p$ , nego povećavajući promjer provrta.

Da se ne bi pogoršala karakteristika prekida plamena kod intenzifikacije procesa izgaranja uvođenjem struja zraka, treba mjesto početka njegova dovođenja smještati na kraju područje obrnutih tokova ili neposredno iza njega. Tako na velikom broju zrakoplovnih komora izgaranja prvi red se razmješta na rastojanju  $l_0 = (0.3-0.4)d_{pc}$  kod  $d_{pc} = 200\text{mm}$ . Rastojanje između prvog i drugog reda provrta je  $l_1 = 0.5d_{pc}$ .

Na nizu komora moglo se pokazati da je postizanje maksimalne korisnosti izgaranja goriva na minimalnoj dužini područja izgaranja moguće kod zadovoljenja određenih uvjeta. Pokazalo se da je parametar za postizanje potpunog izgaranja goriva na maloj dužini relativni korak provrta  $\bar{t} = t/d_{pc}$  uz određenu dubinu prodiranja struje zraka u tok plinova u plamenoj cijevi  $\bar{h} = h/r_{pc} = 0.4 - 0.8$ . Kod jednogrednog dovođenja primarnog zraka, kada je  $\lambda_{fr} = 0.4$ , a  $\lambda_{uk} = 1.5$  (gorivo kerozin), potrebno

je imati  $\bar{t}_{\text{opt}} = 1.4 - 2.0$ . Kod komora s visokom temperaturom plinova na izlazu ( $1200^{\circ}\text{C}$ ) ukupni pretičak zraka je  $\lambda_{\text{uk}} = 2.5 - 3.5$ , a kod  $\lambda_g = 1.5$  gotovo polovica ukupnog *zraka* se mora uvoditi u područje izgaranja. U tim uvjetima jednoređno uvođenje zraka uz postizanje  $\bar{t}_{\text{opt}}$  zahtjevalo bi jako visoke brzine ustrajavanja  $w_r$  (do 100-150 m/s) i da gubici tlaka ne bi suviše porasli, korisno je izvesti nekoliko redova provrta po dužini područja gorenja (2 - 3 reda). Razmještati provrte u redovima može se jedan iza drugog, ili bolje u šahovskom rasporedu. Rijetke razmještaje provrta (velikog promjera) često se koristi za uvođenje sekundarnog zraka u područje miješanja do dubine  $\bar{h}$  do 1.0.

Brzine zraka u provrtima imaju isti red veličine, kao i brzine strujanja sekundarnog zraka u prstenastom zazoru između plamene cijevi i kućišta komora izgaranja, oko 40-60 m/s. Specijalna istraživanja uvjeta rada područja miješanja komora izgaranja pokazala su, da se u plamenoj cijevi dosta kvalitetno može organizirati miješanje tokova kroz odgovarajući red provrta. Neka istraživanja pokazuju da je ravnomjernost temperaturnog polja iza komore također određena dubinom prodiranja struje zraka  $\bar{h}$  i korakom provrta  $\bar{t}$ . Optimalni korak se računa prema relaciji:

$$\bar{t}_{\text{opt}} = \left(\frac{\pi d_{\text{pc}}}{nd}\right)_{\text{opt}} = 1.9 - 3.4 \quad (4.1.1.11.)$$

Gdje je:  $n$  broj provrta promjera  $d$ .

Kvalitetno miješanje se osigurava ako struje zraka prodiru do središta plamene cijevi, tj. kada je  $\bar{h} = h_{\text{max}}/r_{\text{pc}} = 0.8 - 1.0$ . Dubina prodiranja struja zraka u osnovni tok računa se po jednadžbi:

$$h_{\text{max}} = k d \sqrt{q}/(1 + nQ_r/Q_{\text{pl}}) \quad (4.1.1.12.)$$

Gdje je:

$k$  - iskustvena konstanta;

$nQ_r$  i  $Q_{\text{pl}}$  - volumni protok struja i osnovnog toka plinova (uz uzimanje u obzir stlačivosti);

$q = \frac{\rho_z w_r^2}{\rho_{\text{pl}} w_{\text{pl}}^2}$  - omjer početnih kinetičkih energija struja i osnovnog toka plinova.

Za određivanje nejednolikosti temperaturnog polja u presjecima po dužini područja miješanja plamene cijevi predlaže se jednadžba:

$$\frac{T_{\text{max } 0} - T_{\text{sr } 0}}{T_{\text{sr } 0} - T_{00}} = 0.1(x/d_{\text{pc}})^{-1.35} \quad (4.1.1.13.)$$

Gdje je:

$T_{\text{max } 0}$  i  $T_{\text{sr } 0}$  - maksimalna i srednja temperatura plina na rastojanju  $x$  od presjeka uvođenja struje;

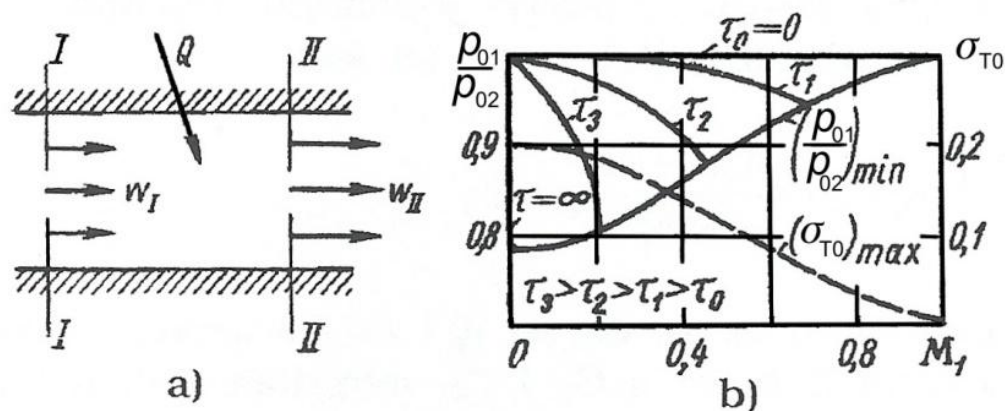
$T_{00} = 283 \text{ K}$ . Jednadžba vrijedi za  $x/d_{\text{pc}} \geq 0.4$ .

U najopćenitijem slučaju krajnji zaključak o kvaliteti miješanja, kao i efikasnosti raspodjele zraka po dužini područja izgaranja, može se u današnje vrijeme dobiti samo nakon odgovarajućih ispitivanja objekta na ispitnom stolu. Često se tijekom istraživanja na probnom stolu trebaju unositi određene korekcije u polaznim proračunima.

Istraživanja pokazuju da se zbroj čisto hidrauličkih gubitaka kod hladnih prostrujavanja i uz izgaranje ne mijenja bitno, a tek određena razlika je povezana s promjenom karaktera strujanja i promjenom parametara po presjecima u toku. Osnovnu razliku uzrokuje pojava gubitka tlaka kod izgaranja, povezanih s dovođenjem topline radnom fluidu.

#### 4.1.2. Gubici tlaka u toku plina kod dovođenja topline

Iz termodinamike i dinamike plinova je poznato, da se kod dovođenja topline k toku plina njegov zaustavni tlak snižava. Kod toga, veličina gubitka tlaka ovisi o obliku kanala. Kod divergentnih kanala gubici će biti niži, nego kod konvergentnih. Slika 4.1.2.1a prikazuje element cilindričnog kanala od presjeka I-I do presjeka II-II (svi parametri plina u presjeku I-I su poznati).



Slika 4.1.2.1 Promjena parametara plina u kanalu  $F=\text{konst.}$  kod dovođenja topline.

Kod jednodimenzionalne sheme strujanja odredit će se gubici zaustavnog tlaka u toku, koji se javljaju zbog dovođenja topline  $Q$ . Jednadžba stanja nakon diferenciranja daje:

$$dT = \frac{pdv + vdp}{R} \quad (4.1.2.1.)$$

Jednadžba koja predstavlja prvi zakon termodinamike:

$$dQ = c_p \Delta T - Avdp \quad (4.1.2.2.)$$

nakon uvrštenja vrijednosti za  $dT$  imati će oblik:

$$dQ = 1/R (c_p pdv + c_v vdp) \quad (4.1.2.3.)$$

Iz jednadžbe kontinuiteta za  $F = \text{konst.}$ , u obliku:

$w/v = \dot{m}/F = \dot{m}_f = \text{konst.}$ , dobiva se  $w = v\dot{m}_f$ . Uvrštavajući  $w$  u jednadžbu količine gibanja:

$$-vdp = d(w^2/2) \quad (4.1.2.4.)$$

dobiva se:



$$dv = -\frac{dp}{\dot{m}_F^2}$$

otkuda je specifičan volumen  $v$  (za presjek II-II,  $v_2$ ):

$$v = -\frac{p_1 - p}{\dot{m}_F^2} + v_1 \quad (4.1.2.5.)$$

U skladu s time:

$$dQ = \frac{c_v}{R} \left( \frac{p_1}{\dot{m}_F^2} + v_1 \right) dp - \left[ \frac{(c_p + c_v)}{R} \right] \frac{p}{\dot{m}_F^2} dp \quad (4.1.2.6.)$$

Daljnijm integriranjem i sređivanjem, dobiva se promjena tlaka:

$$\Delta p = p_1 \kappa / (\kappa + 1) (1 - M_1^2) - p_1 \sqrt{\left( \frac{\kappa}{\kappa + 1} (1 - M_1^2) \right)^2 - \frac{2\kappa^2 M_1^2}{\kappa + 1} \frac{Q}{c_p T_{01}}} \quad (4.1.2.7.)$$

Tada je relativni pad statičkog tlaka kod zagrijavanja:

$$\sigma_T = \Delta p / p_1 = \kappa / (\kappa + 1) (1 - M_1^2) - \sqrt{\left( \frac{\kappa}{\kappa + 1} (1 - M_1^2) \right)^2 - \frac{2\kappa^2 M_1^2}{\kappa + 1} \frac{Q}{c_p T_{01}}} \quad (4.1.2.8.)$$

Vrijednost  $T_1$  određuje se prema zaustavnoj temperaturi iz izraza:

$$T_1 = \frac{T_{01}}{1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_1^2} \quad (4.1.2.9.)$$

Veličina  $\sigma_T = 0$  kod  $Q = 0$ , a također i uz brzinu na ulazu  $w_1 = 0$ . To znači, da je u tim slučajevima statički tlak do i nakon zagrijavanja jednak,  $p_1 = p_2$ . Osim toga slijedi, da se uz dane  $M_1^2$  i  $T_{01}$  jedinici mase zraka može u potpunosti dovesti određena maksimalna količina topline  $Q_{\max}$ . Ta količina odgovara uvjetu da je izraz ispod korijena jednak nuli, a to je dostizanje brzine zvuka u kanalu ( $M_2 = 1$ ). Uz to:

$$(\sigma_T)_{\max} = \kappa / (\kappa + 1) \cdot (1 - M_1^2) \quad (4.1.2.10.)$$

a maksimalno relativno zagrijavanje smjese je:

$$\left( \frac{Q}{c_p T_{01}} \right) = \frac{(1 - M_1^2)^2}{2(\kappa + 1) M_1^2 \left( 1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_1^2 \right)} = \tau_{\max} \quad (4.1.2.11.)$$

Ovdje se sasvim jasno vidi da kod  $M_1 = 1$ , vrijedi  $Q = 0$  i  $\sigma_T = 0$ . U skladu s tim, u cilindričnoj cijevi plin može strujati brzinom zvuka samo bez dovođenja topline.

Porast količine dovedene topline uz zadane  $M_1$  i  $T_{01}$  povisuje temperaturu plina, i u skladu s time smanjuje gustoću. Brzina toka raste, no isto tako (uz konstantni maseni protok plina) smanjuje se statički tlak duž kanala. Očigledno, da kod neprekidnog povećanja zagrijavanja može doći do stanja kada (uz zadani  $p_1$ ) brzina plina u kanalu dostiže brzinu zvuka i kanal postaje zagušen (ne može

propustiti zadani protok plina). Analizirajući element kanala od presjeka I-I do presjeka II-II, uz  $Q < Q_{\max}$  može se odrediti  $\Delta p = p_1 - p_2$  i zatim  $p_2$ .

Iz izraza  $p_0 = p(1 + \frac{\kappa-1}{2} M^2)^{\kappa/\kappa-1}$  određuje se  $p_{02}$  ako je poznat  $M_2$ . Ako su parametri toka nakon zagrijavanja poznati, a plinska konstanta  $R = \text{konst.}$ , vrijedi:

$$M_2^2 = \frac{w_2^2}{\kappa R T_2} = \frac{w_1^2}{\kappa R T_1} (w_2/w_1)^2 \frac{T_1}{T_2} \quad (4.1.2.12.)$$

Uz  $R_1 = R_2$  i iz jednadžbe kontinuiteta dobiva se:

$$\frac{T_1}{T_2} = (p_1/p_2) \cdot (w_1/w_2) = (w_1/w_2)/(1 - \sigma_T) \quad (4.1.2.13.)$$

Iz jednadžbe količine gibanja  $p_1 - p_2 = \rho_1 w_1 (w_2 - w_1)$  i odnosa:

$$w_2/w_1 = \frac{\Delta p}{\rho_1 w_1^2} + 1 = \frac{p_1 \Delta p}{p_1 \rho_1 w_1^2} + 1 = \frac{\sigma_T}{\kappa M_1^2} + 1 \quad (4.1.2.14.)$$

U skladu s tim:

$$M_2^2 = \frac{\sigma_T + \kappa M_1^2}{\kappa(1 - \sigma_T)} \quad (4.1.2.15.)$$

Na taj način dobivamo:

$$\frac{p_{02}}{p_{01}} = 1 + \frac{p_2(1 + \frac{\kappa-1}{2} M_2^2)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}}{p_1(1 + \frac{\kappa-1}{2} M_1^2)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}} = (1 - \sigma_T) \frac{(1 + \frac{\kappa-1}{2} \frac{\sigma_T + \kappa M_1^2}{\kappa(1 - \sigma_T)})^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}}{(1 + \frac{\kappa-1}{2} M_1^2)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}} \quad (4.1.2.16.)$$

Relativni gubitak zaustavnog tlaka zbog dovođenja topline plinu je:

$$\sigma_{T0} = 1 - \frac{p_{02}}{p_{01}} \quad (4.1.2.17.)$$

ili na kraju

$$\sigma_{T0} = 1 - (1 - \sigma_T) \frac{(1 + \frac{\kappa-1}{2} \frac{\sigma_T + \kappa M_1^2}{\kappa(1 - \sigma_T)})^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}}{(1 + \frac{\kappa-1}{2} M_1^2)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}} \quad (4.1.2.18.)$$

Veličina  $(\sigma_{T0})_{\max}$  uz  $\sigma_T = (\sigma_{T0})_{\max}$  je:

$$(\sigma_{T0})_{\max} = 1 - \frac{1 + \kappa M_1^2}{\kappa + 1} \left[ \frac{\kappa + 1}{2 + M_1^2(\kappa - 1)} \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (4.1.2.19.)$$

Vrijednost  $T_{02}$  može se dobiti iz izraza  $Q = \Delta h_0$ ;

$$T_{02} = T_{01} + Q/(c_p)_{\text{sr}} \quad (4.1.2.20.)$$

Gdje je:

$(c_p)_{sr}$  - srednja vrijednost specifični toplinski kapaciteti u području temperatura od  $T_{02}$  do  $T_{01}$ .

Veličina  $\sigma_{T0}$  zavisi o Machovom broju  $M_1$  i relativnom zagrijavanju  $\tau = Q/(c_p T_{01})$ , pošto je:

$$\sigma_{T0} = f(M_1, \sigma_T) \text{ a } \sigma_T = f_1(M_1, \tau) \quad (4.1.2.21.)$$

Uz  $M_1 = \text{konst.}$ ,  $\sigma_{T0} = 0$ , ako  $\sigma_T = 0$ , to jest kada nema zagrijavanja  $\tau = Q/(c_p T_{01}) = 0$ . Veličina  $\sigma_{T0}$  je maksimalna uz  $\tau_{\max}$ , što određuje i  $(\sigma_{T0})_{\max}$ . Kod rasta  $M_1$  do 1 veličina  $(\sigma_{T0})_{\max}$  opada do nule (Slika 4.1.2.1b). To je prirodno, pošto se rastom  $M_1$  umanjuje maksimalno moguće zagrijavanje, a kada je  $M_1 = 1$  dobiva se  $Q/(c_p T_{01}) = 0$ . Kad  $M_1 \Rightarrow 0$  i  $\tau \Rightarrow \infty$  veličina  $\sigma_{T0}$  dostiže najveću vrijednost, nešto preko 0.2.

Kod proračuna ukupnih gubitaka tlaka u komorama izgaranja obično se uzima da su oni jednaki zbroju čisto hidrauličkih gubitaka (kod hladnog prostrujavanja) i gubicima kod dovođenja topline. Posljednji se često proračunavaju po empirijskim izrazima tipa:

$$\Delta p_{T0} = \psi_T \frac{\rho w_z^2}{2} \quad (4.1.2.22.)$$

gdje je  $w_z$  - brzina zraka na ulazu u plamenu cijev.

Koeficijent  $\psi_T$  računa se prema

$$\psi_T = A \left( \frac{T_p}{T_z} - 1 \right) \quad (4.1.2.23.)$$

Gdje je:

$T_p$  - temperatura plinova na izlazu iz komore u K;

$T_z$  - temperatura zraka na ulazu u komoru izgaranja u K.

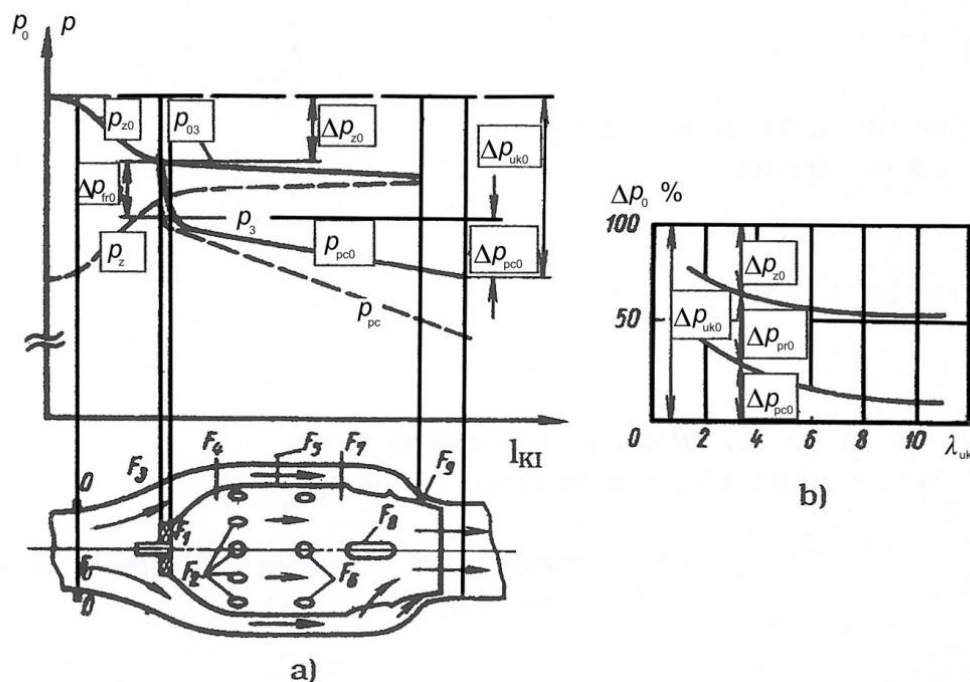
Koeficijent  $A$  prema podacima niza istraživanja komora izgaranja stacionarnih plinsko-turbinskih agregata preporuča se uzimati 2.0.

## 4.2. Komponente ukupnih gubitaka tlaka

Karakter promjene statičkog i zaustavnog tlaka duž komore izgaranja različit je za trakt primarnog i sekundarnog zraka (u prstenastom zazoru i unutar plamene cijevi). Zaustavni tlak radnog fluida opada u oba slučaja, no na različite načine, dok se statički tlak u zazoru, u pravilu, povećava, a u plamenoj cijevi po dužini opada. To se objašnjava time, da po dužini prstenastog kanala struji sve manja količina zraka, pošto se postepeno uvodi unutar plamene cijevi, a površina strujnog presjeka kanala obično se malo mijenja ili ostaje nepromijenjena. Presjek kanala se izvodi konstantnim zbog toga, da bi se povećao pad statičkog tlaka prema kraju kanala, osiguravajući duboko dovođenje struje zraka u mješač. Karakter promjene vidi se na slici 4.2.1.a, gdje su prikazane slijedeće osnovne komponente ukupnog gubitka zaustavnog tlaka  $\Delta p_{0uk}$ :

- gubici u ulaznom difuzoru,  $\Delta p_{d0}$ ;
- gubici u čelnom ustrojstvu i provrtima,  $\Delta p_{fr0}$ ;
- gubici tlaka unutar plamene cijevi,  $\Delta p_{pc0}$ .

Posljednji sadrže gubitke miješanja tokova, gubitke na trenje i toplinske gubitke. Očigledno, da će se kod različitih uvjeta apsolutni iznos ukupnih gubitaka zaustavnog tlaka u komori, veličine i odnosi pojedinih komponenti mijenjati. Kod izgaranja goriva u komori uz  $\dot{m}_z = \text{konst.}$  udio  $\Delta p_{pc0}$  će rasti sa smanjenjem  $\lambda_{uk}$  pošto se povećava dovođenje topline toku. Kvantitativna slika tih promjena prikazana je na slici 4.2.1b.



Slika 4.2.1 Gubici tlaka u komori izgaranja.

Rezultati eksperimenta pokazuju, da kod hladnih prostrujavanja komora veličina  $\Delta p_{pc0} = 5 - 12 \%$ ,  $\Delta p_{fr0} = 30 - 4.5 \%$  i  $\Delta p_{d0} = 25 - 50 \%$  ukupnih gubitaka. Kod izgaranja goriva s  $\lambda_{uk} = 3 - 4$ , ukupni gubici zaustavnog tlaka u komori izgaranja rastu za približno  $30 - 50 \%$  u usporedbi s hladnim

prostrujavanjem, i udjeli pojedinih gubitaka ostaju razmjerni, dostižući približno 25 – 30 %. Smanjenje zaustavnog tlaka u komorama izgaranja ukazuje na mogućnost poboljšanja odvijanja radnog procesa putem smanjenja brzine zraka i nastajanja zonalne strukture toka iza čelnog ustrojstva, potrebne zbog osiguranja stvaranja smjese, stabilizacije fronte plamena, itd. Pojedine komponente gubitaka nije moguće savršeno odstraniti, no poželjno je njihovo racionalno smanjenje bez pogoršanja radnih karakteristika komore. U najvećem stupnju to se odnosi na gubitke u difuzoru, kako oni iznose bitni dio ukupnih gubitaka; uz pravilno projektiranje ti se gubici mogu smanjiti bez pogoršanja radnog procesa.

Analizirane sheme određivanja pojedinih gubitaka u komorama izgaranja plinsko-turbinskog agregata daju predstavku o osnovnim zakonitostima promjene tih gubitaka i utjecaja na njih različitim parametara. Isto tako, realna slika strujanja plinova i dovođenja topline kod različitih lokalnih brzina i temperatura, nejednake raspodjele topline po dužini i presjeku komore, je znatno složenija. Zbog toga još nisu razrađene metode analitičkog proračuna ukupnih gubitaka zaustavnog tlaka kod realnih komora izgaranja. No ipak, koristeći eksperimentalne podatke i pretpostavke, da hidraulički i termodinamički gubici ne zavise jedan od drugoga, mogu se s dovoljnim stupnjem preciznosti ocijeniti gubici u realnim uvjetima. Kod toga gubici povezani s dovođenjem topline, mogu se odrediti po prethodno analiziranoj shemi za jednodimenzionalno strujanje ili po empirijskim ovisnostima; hidraulički gubici po ukupnim eksperimentalnim ovisnostima oblika  $\Delta p_0 = \psi(\rho w)^2$ , dobivenima kod hladnih prostrujavanja komora.

#### 4.3. Određivanje sastava plinova na izlazu iz komore izgaranja

Već prije je analizirano pitanje o tome, kako se određuje količina pojedinih produkata reakcije oksidacije gorivih elemenata goriva i njihov zbroj kod izgaranja jedinice mase goriva uz teorijski potrebnu količinu zraka  $L_0$ , dakle kada je pretičak zraka  $\lambda = 1$ . Produkti izgaranja, dobiveni pri tome, nazivaju se čisti produkti izgaranja.

Kod realnih komora izgaranja, u pravilu je  $\lambda$  različito od jedinice. Na taj način, kod izgaranja svake jedinice goriva uvijek u plinovima osim čistih produkata izgaranja je prisutan i pretičak u količini  $(\lambda_{uk} - 1)L_0$ . Zbog toga je moguće poznavajući veličinu  $\lambda_{uk}$  odrediti sastav plinova iza komore izgaranja. Vrijednost  $\lambda_{uk}$  moguće je odrediti iz jednadžbe toplinske bilance, koja povezuje količinu topline koja ulazi u komore izgaranja i koja izlazi iz nje. Jednadžba toplinske bilance komore izgaranja, koja se odnosi na 1 kg goriva kod osiguravanja temperatura od 0°C, ima oblik:

$$h_{g0}|_0^{\vartheta_{g0}} + \lambda_{uk} L_0 h_{z0}|_0^{\vartheta_{z0}} + Q = (1 + \lambda_{uk} L_0 h_{p0}|_0^{\vartheta_{p0}}) \quad (4.3.1.)$$

Prvi član lijeve strane jednadžbe izražava količinu topline 1 kg goriva kod njegove zaustavne temperature  $\vartheta_{g0}$  ispred gorionika; drugi član količinu topline koju sadrži zrak, koja se odnosi na 1 kg goriva kod zaustavne temperature zraka na ulazu u komoru izgaranja  $\vartheta_{z0}$ ; treći član toplinu koja se stvarno koristi za zagrijavanje plinova. Desni dio jednadžbe je toplina plinova, koji izlaze iz komore izgaranja s temperaturom  $\vartheta_{p0}$ .

Veličina

$$Q = H_g - Q_{H_2O} - Q_{ok} - Q_{nei} \quad (4.3.2.)$$

Gdje je:

$H_g$  - gornja ogrjevna moć goriva kod 0°C;

$Q_{H_2O}$  - toplota isparavanja;

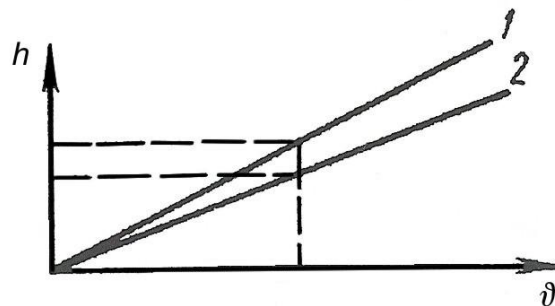
$Q_{ok}$  - toplota koju komora izgaranja odaje na okolinu;

$Q_{nei}$  - toplota koja se gubi zbog kemijski i mehanički nepotpunog izgaranja goriva i disocijacije.

Poznavajući gornju ogrjevnju moć  $H_g(\vartheta_{00})$ , određenu kod standardne temperature kalorimetriranja  $\vartheta_{00}$ , koristeći zakon Gessa, može se odrediti veličina  $H_g(0)$  kao zbroj veličine  $H_g(\vartheta_{00})$  i razlike količine topline produkata reakcije i polazne smjese kod odgovarajućih temperatura. Pošto je  $H_g(\vartheta_{00}) = H_d(\vartheta_{00}) + Q_{H_2O}$ , ili jednostavnije, izostavljajući temperature,  $H_g = H_d + Q_{H_2O}$  smatrajući jednakom temperaturu isparavanja kod 0°C i kod standardne temperature kalorimetriranja  $\vartheta_{00}$  može se napisati:

$$H_g(0) = H_d + Q_{H_2O} + \left[ (1 + \lambda_{uk} L_0) h_{p0}|_0^{\vartheta_{00}} - \lambda_{uk} L_0 h_{z0}|_0^{\vartheta_{00}} - h_{g0}|_0^{\vartheta_{00}} \right] \quad (4.3.3.)$$

Slika 4.3.1. prikazuje karakterističan odnos topline (entalpije) produkata izgaranja i zraka i njihova promjena u zavisnosti o temperaturi.



**Slika 4.3.1** Ovisnost entalpija produkata izgaranja i zraka o temperaturi;  
1 – produkti izgaranja, 2 – zrak.

Uvrštavajući dobiveni izraz za  $H_g(0)$  u jednadžbu toplinske bilance i označavajući  $H_d - Q_{ok} - Q_{nei} = H_d \eta_{KI}$  gdje je  $\eta_{KI}$  iskoristivost izgaranja goriva, dobiva se:

$$h_{g0}|_0^{\vartheta_{g0}} + \lambda_{uk} L_0 h_{z0}|_0^{\vartheta_{z0}} - (1 + \lambda_{uk} L_0) h_{p0}|_0^{\vartheta_{00}} + H_d \eta_{KI} + (1 + \lambda_{uk} L_0) h_{p0}|_0^{\vartheta_{00}} - \lambda_{uk} L_0 h_{z0}|_0^{\vartheta_{00}} - h_{g0}|_0^{\vartheta_{00}} = (1 - \lambda_{uk} L_0) h_{p0}|_0^{\vartheta_{p0}} \quad (4.3.4.)$$

Treba naglasiti da:

$$h_{z0}|_0^{\vartheta_{z0}} = (c_{pz} \vartheta_{z0} - c_{pz} 0) = c_{pz} \vartheta_{z0} \quad (4.3.5.)$$

gdje je  $c_{pz}$  - srednja specifični toplinski kapacitet zraka u temperaturnom području od 0 do  $\vartheta_{z0}$ .

Osim toga je:

$$h_{g0}|_0^{\vartheta_{g0}} - h_{g0}|_0^{\vartheta_{00}} = h_{g0}|_{\vartheta_{00}}^{\vartheta_{g0}} \quad (4.3.6.)$$

Smatrajući da je temperatura goriva  $\vartheta_{g0}$  viša od  $\vartheta_{00}$  koja je obično jednaka 15 °C.

Tada nakon transformacija jednadžba toplinske bilance ima oblik:

$$H_d \eta_{KI} = (1 + \lambda_{uk} L_0) h_{p0}|_{\vartheta_{00}}^{\vartheta_{p0}} - [\lambda_{uk} L_0 h_{z0}|_{\vartheta_{00}}^{\vartheta_{z0}} + h_{g0}|_{\vartheta_{00}}^{\vartheta_{g0}}] \quad (4.3.7.)$$

Na taj način dobivamo:

$$\lambda_{uk} = (H_d \eta_{KI} - h_{p0}|_{\vartheta_{00}}^{\vartheta_{p0}} + h_{g0}|_{\vartheta_{00}}^{\vartheta_{g0}}) / (L_0 (h_{p0}|_{\vartheta_{00}}^{\vartheta_{p0}} - h_{z0}|_{\vartheta_{00}}^{\vartheta_{z0}})) \quad (4.3.8.)$$

$$i \quad \eta_{KI} = ((1 + \lambda_{uk} L_0) h_{p0}|_{\vartheta_{00}}^{\vartheta_{p0}} - [\lambda_{uk} L_0 h_{z0}|_{\vartheta_{00}}^{\vartheta_{z0}} + h_{g0}|_{\vartheta_{00}}^{\vartheta_{g0}}]) / H_d \quad (4.3.9.)$$

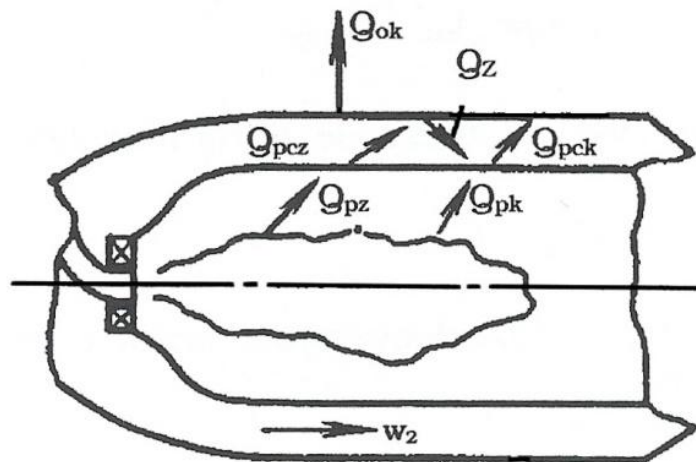
Dobivena jednadžba za iskoristivost izgaranja goriva  $\eta_{KI}$  koristit će se kod obrade rezultata ispitivanja i za određivanje karakteristika komore izgaranja. Za proračun  $\lambda_{uk}$  po jednadžbi

(4.3.8.) potrebno je znati sastav plinova, prema kojemu se određuje njegova srednja specifični toplinski kapacitet na izlazu iz komore izgaranja  $c_{pp}$ .

#### 4.4. Temperaturni režim stijenke plamene cijevi

Plamena cijev prima toplinu od plamena gorućeg goriva i odaje je zraku za hlađenje, a djelomično i kućištu komore izgaranja. Od kućišta se određeni dio topline predaje okolini, a osnovni dio se predaje tom istom zraku koji struji između kućišta i plamene cijevi. Toplinsko djelovanje plamena na plamenu cijev u različitim presjecima biti će različito u zavisnosti od karaktera strujanja toka zraka duž površine stijenke cijevi, prisutnosti unutarnjeg zaštitnog zračnog filma, zakonitosti izgaranja goriva po dužini područja izgaranja, oblika površine plamena, itd. Na taj je način, u općenitom slučaju promjena temperature stijenke po njenoj dužini prilično složena, i danas još ne postoji dovoljno sigurna metoda analitičkog proračuna. Isto tako red veličine temperature stijenke plamene cijevi može se odrediti analitički relativno jednostavno iterativnom metodom, polazeći od jednostavne sheme pojave i prihvaćajući, da su kod stabiliziranog procesa gubici topline na okolinu mali, te ih se može zanemariti.

Kod takvog proračuna za karakteristiku toplinskog režima plamene cijevi prihvaća se temperatura njene stijenke  $T_{pc}$  u proračunskom presjeku i smatra se da je ona nepromijenjena po dužini, a često i po debljini. Osim toga, zaštitno djelovanje zavjese ili struje zraka unutar plamene cijevi obično se ne uzima u obzir. Te pretpostavke daju povišenu proračunsku temperaturu stijenke.



Slika 4.4.1 Shema procesa prijelaza topline

Slika prikazuje shemu procesa prijelaza topline:

$$Q_p = Q_{pc} = Q_z + Q_{ok} \quad (4.4.1.)$$

Gdje je:

$Q_p$  - toplina koju plamen odaje stijenci u jedinici vremena;



$Q_{pc}$  - toplina koju prima stijenka plamene cijevi;

$Q_z$  - toplina koja se prenosi na rashladni zrak koji prolazi između plamene cijevi i kućišta;

$Q_{ok}$  - toplina koju odaje kućište komore izgaranja na okolinu.

Pošto je  $Q_z \gg Q_{ok}$  jednačba (4.4.1.) poprima oblik

$$Q_p = Q_{pc} = Q_z \quad (4.4.2.)$$

Isto tako vrijedi:

$$Q_p = Q_{pz} + Q_{pk} \quad (4.4.3.)$$

to jest, sastoji se od topline koju plamen odaje stijenci zračenjem i konvekcijom.

Veličina

$$Q_{pc} = Q_{pcz} + Q_{pck} \quad (4.4.4.)$$

jednaka je zbroju topline koja se prenosi sa stijenke zraku za hlađenje konvekcijom i topline koja se odaje stijenci unutarnje površine kućišta zračenjem. Dalje je  $Q_{pcz} = Q_{kk}$ , odnosno jednako toplini koju kućište odaje zraku za hlađenje konvekcijom. Znači, toplina koju prima zrak za hlađenje je:

$$Q_z = Q_{pcz} + Q_{pck} = Q_{pcz} + Q_{kk} = Q_p \quad (4.4.5.)$$

Toplina koju plamen odaje zračenjem računa se po jednačbi:

$$Q_{pz} = \varepsilon'_{st} \varepsilon_g C_0 F_{pc} \left[ \left( \frac{T_{gp}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{pc}}{100} \right)^4 \right] \quad (4.4.6.)$$

Ovdje je:

$\varepsilon'_{st} = 0.5(1 + \varepsilon_{st})$  - stvarni stupanj crnoće stijenke plamene cijevi, gdje je  $\varepsilon_{st}$  stupanj crnoće površine danog materijala. Za oksidirani čelik je  $\varepsilon_{st} = 0.8 - 1.0$ ;

$C_0$  - koeficijent zračenja apsolutno crnog tijela,  $20.5 \text{ kJ}/(\text{m}^2 \text{hK}^4)$ ;

$F_{pc}$  - unutarnja površina plamene cijevi;

$\varepsilon_g$  - uvjetni stupanj crnoće plamena, približno jednak  $0.07 - 0.1$ .

Proračunsku temperaturu plina u plamenu  $T_{gp}$  može se u prvom približenju smatrati jednakoj teorijskoj temperaturi plina u području izgaranja kod pretička zraka  $\lambda_g$ . U jednačbi za  $Q_{pz}$  egzistira nepoznata temperatura stijenke plamene cijevi  $T_{pc}$ , koju je potrebno prethodno zadati. Ona je obično  $700 - 800^\circ\text{C}$  u zavisnosti od materijala plamene cijevi i uvjeta rada komore. Eksperimenti pokazuju da  $Q_{pz}$  često iznosi osnovni dio  $Q_p$ .

No, to ne znači da se može zanemariti veličina:

$$Q_{pk} = \alpha_p F_{pc} \Delta T_{gp} \quad (4.4.7.)$$

iako je proračun te veličine u općenitom slučaju jako složen. Prvo je potrebno odrediti koeficijent prijelaza topline s plina na stijenku  $\alpha_p$  i srednju razliku temperatura  $\Delta T_{gp} = T'_{gp} - T_{pc}$ , gdje je  $T'_{gp}$  srednja karakteristična temperatura plinsko-zračnog toka. Može se smatrati da je:

$$T'_{gp} = T_z + c(T_{gp} - T_z) \quad (4.4.8.)$$

Pri čemu je  $T_z < T'_{gp} < T_{gp}$ .

Koeficijent  $c$  određuje se eksperimentalno, obično je  $c = 0.5 - 0.8$ . Za proračun  $\alpha_p$  može se koristiti korelacija Guhman-Iljehina:

$$\alpha_p = 0.0206(c_{pp})_{st} + (\mu_p)_{st}^{0.18} + \frac{\dot{m}_l^{0.82}}{(d_{pc}^{1.82})_e} \left( \frac{T'_{gp}}{T_{pc}} \right)^{0.35} \quad (4.4.9.)$$

gdje se specifični toplinski kapacitet  $c_{pp}$  i koeficijent dinamičke viskoznosti  $\mu_p$  uzimaju kod temperature stijenke;  $(d_{pc})_e$  je ekvivalentni promjer plamene cijevi.

Toplina koju odaje stijenka plamene cijevi zraku za hlađenje konvekcijom: (4.4.10.)

$$Q_{pck} = \alpha_{gz} F'_{pc} \Delta T_{srt}$$

gdje je  $\alpha_{gz}$  - koeficijent prijelaza topline s plamene cijevi na zrak za hlađenje, a srednja efektivna razlika temperatura je:

$$T_{srt} = \frac{T'_z - T_z}{2.3 \log[(T'_{pc} - T_z)/(T'_{pc} - T'_z)]} \quad (4.4.11.)$$

Temperatura do koje se zagrijava zrak za hlađenje  $T'_z$  može se odrediti iterativnom metodom iz jednakosti  $Q_p = Q_z$  odnosno

$$Q_{pk} + Q_{pz} = (\lambda_{uk} - \lambda_g) L_0 \dot{m}_g c_{pz} (T'_z - T_z) \quad (4.4.12.)$$

Srednju specifičnu toplinu zraka u području temperatura  $T_z$  i  $T'_z$  potrebno je zadati. Temperatura vanjske površine plamene cijevi određuje se iz jednadžbe:

$$T'_{pc} = T_{pc} - \frac{Q_p \delta}{\lambda F_{pc}} \quad (4.4.13.)$$

Vrijednost  $\alpha_{gz}$  određuje se iz izraza:

$$\alpha_{gz} = Nu \frac{\lambda_z}{(d_{pc})_e} \quad (4.4.14.)$$

gdje je:

$\lambda_z$  - koeficijent provođenja zraka kod temperature  $T_{pc}$   
 $\delta$  - debljina stijenke plamene cijevi

Kriterij  $Nu$  može se odrediti po jednadžbi  $Nu = 0.018 Re^{0.8}$  gdje je

$$Re = w_2(d_{pc})_e/\nu \quad (4.4.15.)$$

Na taj je način za proračun  $\alpha_{gz}$  potrebno zadati veličinu brzine zraka za hlađenje  $w_2$ . Količina topline koja se predaje od plamene cijevi stijenci kućišta zračenjem je:

$$Q_{pcz} = \varepsilon_p C_0 F'_{pc} \left[ \left( \frac{T'_{pc}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_k}{100} \right)^4 \right] \quad (4.4.16.)$$

gdje je:

$F'_{pc} = 3.14(d_{pc} + 2\delta)l_{pc}$  - vanjska površina plamene cijevi,  $\delta$  je obično 1.5 – 3.0 mm;

$\varepsilon_p = 1/[1/\varepsilon_{pc} + (F'_{pc}/F_k)(1/\varepsilon_k - 1)]$  - stvarni stupanj crnoće uz  $\varepsilon_{pc}$  i  $\varepsilon_k$  koji su stupnjevi crnoće vanjske površine plamene cijevi i unutarnje površine kućišta  $F_k$ . Obično je  $\varepsilon_p = 0.67 - 0.71$ .

U izraz (4.4.16.) ulazi temperatura unutarnje površine kućišta  $T_k$  koja se zadaje smatrajući da  $T_k = T_z + c'(T'_{pc} - T_z)$ , gdje je  $c' = 0.05 - 0.20$ .

Uvrštavajući u jednadžbe (4.4.6.) - (4.4.16.) pretpostavljene veličine treba provjeriti je li zadovoljena jednakost  $Q_p = Q_{pc}$ . Ako nije postignuta jednakost, potrebno je promijeniti pretpostavljene veličine  $T_{pc}$  ili  $w_2$  i ponoviti proračun.

Analizirana jednostavna shema proračuna u nizu konkretnih slučajeva treba biti dopunjena specijalnim proračunima, koji uzimaju u obzir utjecaj hlađenja, koje mijenja temperaturni režim stijenke plamene cijevi, ili konkretnim uzimanjem u obzir eksperimentalnih istraživanja prijelaza topline u komorama dane konstrukcije.

#### 4.5. Osnovni parametri komore izgaranja

Slika prikazuje promjenu osnovnih parametara radnog fluida po dužini komore izgaranja. U središnjem dijelu komore karakteristično je smanjenje srednje brzine toka  $w_{sr}$ . To omogućava povećanje vremena prebivanja smjese u području izgaranja. Dakle,

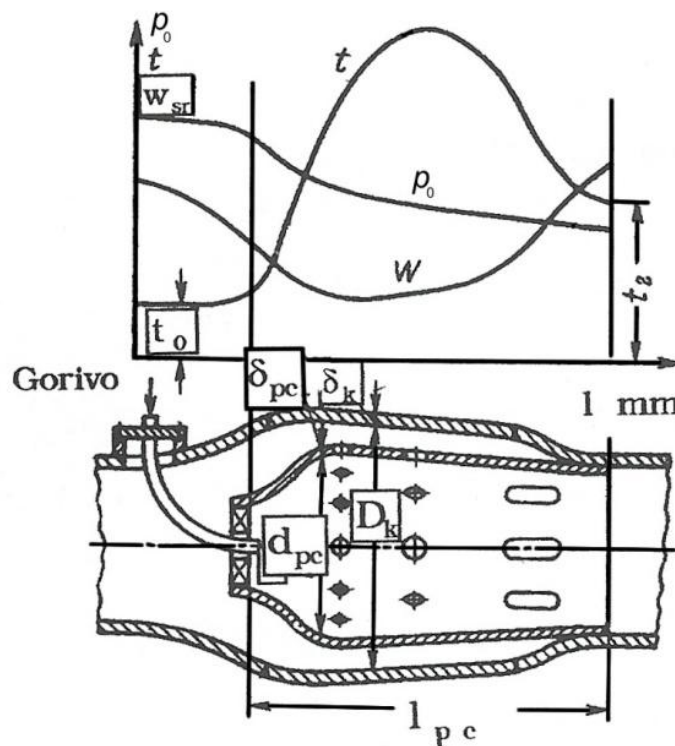
$$w_{sr} = \dot{m}_z v_z / F_{sr} \quad (4.5.1.)$$

Gdje je:

$\dot{m}_z$  - ukupni maseni protok zraka u komori;

$F_{sr}$  - površina poprečnog presjeka kućišta po unutarnjem promjeru  $D_k$  uz uzimanje u obzir površine plamene cijevi;

$v_z$  - specifični volumen zraka na ulazu komore izgaranja.



**Slika 4.5.1** Promjena osnovnih parametara plinova po dužini komore izgaranja

Brzina  $w_{sr}$  predstavlja uvjetnu veličinu, pošto se specifični volumen računa prema parametrima zraka na ulazu, a od veličine  $F_{sr}$  ne oduzima se površina poprečnog presjeka područja obrnutih tokova, gdje nema strujanja duž osi. Isto tako to je pogodna srednja karakteristika konstrukcije komore, koja se mijenja za danu klasu komora izgaranja u dovoljno malim granicama. Isto se tako može računati srednja brzina toka unutar plamene cijevi, prema protoku primarnog zraka  $\dot{m}_1$  i specifičnom volumenu zraka na ulazu u komoru.

Kod projektiranja nove komore izgaranja uzimaju se vrijednosti uvjetnih brzina  $w_{sr}$  i  $w_p$  u granicama, karakterističnim za istu klasu plinsko-turbinskog agregata. To omogućava proračun početnog unutarnjeg promjera plamene cijevi i kućišta. Konstrukciju i uvjete rada komore izgaranja u cjelini

određuje niz važnih parametara, posebno brzine zraka na ulazu u komoru  $w_z$  brzine  $w_{sr}$  i  $w_p$ . U njih još spadaju toplinsko opterećenje radnog volumena, zakonitosti raspodjele zraka po dužini plamene cijevi ( $\lambda_{fr}$ ,  $\lambda_g$ ,  $\lambda_{otv}$ ,  $\lambda_{ohl}$ ,  $\lambda_{uk}$ ); brzina sekundarnog zraka u zazoru plamene cijevi i kućišta (ekrana)  $w_2$ ; brzina zraka u provrtima  $w_r$ ; karakteristični odnosi  $l_{pg}/l_{pc}$ ,  $l_{pc}/d_{pc}$  rastojanje lopatičnog vrtložnika i prvog reda bočnih provrta u području izgaranja, itd.

Tablica 4.5.1. i 4.5.2. prikazuju orijentacione vrijednosti osnovnih veličina prema podacima niza izvedenih konstrukcija komora izgaranja različitih klasa agregata.

Tip komore	Gorivo	Brzine u m/s					$l_{pg}/l_{pc}$	$l_{pc}/d_{pc}$
		$w_z$	$w_g$	$w_r$	$w_2$	$w_{sr}$		
Avionska	Kerozin	80 – 120	15 - 30	50 – 90	60 – 100	30 – 45	1.2 – 1.9	2.0 – 3.0
Transportna	Tekuće gorivo	50 – 80	8 – 17	40 – 60	45 – 70	17 – 35	1.5 – 2.1	2.5 – 3.5
Stacionarna	Tekuće gorivo i plin	40 - 70	5 - 12	30 - 50	35 - 60	12 - 17	1.8 – 2.5	3.0 – 4.0

**Tablica 4.5.1.** Karakteristične brzine i geometrijski omjeri komore izgaranja

Tip komore	Gorivo	$\lambda_{fr}$	$\lambda_g$	$\lambda_{ohl}$	$\lambda_{uk}$	Toplinsko opterećenje $H$ kJ/m <sup>3</sup> hPa
Avionska	Kerozin	0.2 – 0.5	1.2 – 1.7	0.5 – 1.0	3.0 – 5.0	1260 – 2930 – 4190
Transportna	Tekuće gorivo	0.2 – 0.5	1.3 – 1.9	1.0 – 1.6	4.0 – 6.0	335 – 1050
Stacionarna	Tekuće gorivo i plin	0.6 – 2.0	1.8 – 3.0	1.1 – 1.8	4.5 – 7.0	126 - 712

**Tablica 4.5.2.** Karakteristične veličine različitih tipova komora izgaranja

#### 4.6. Metode termodinamičkog proračuna komore izgaranja

Kod projektiranja komore izgaranja za dani plinsko-turbinski agregat trebaju biti poznate sljedeće veličine:

1. ukupni protok zraka u motoru  $\dot{m}_{\text{zrk}}$ ;
2. temperatura zraka na ulazu u komoru izgaranja  $T_z$ ;
3. tlak zraka na ulazu u komoru  $p_z$ ;
4. temperatura plinova izgaranja na izlazu iz komore  $T_p$ ;
5. karakteristike goriva;
6. namjena plinsko-turbinskog agregata.

U skladu sa zadatkom određuje se parametri  $H_d$ ,  $L_0$  i  $T_p$ , potrebni za provođenje osnovnih proračuna komore izgaranja. Kod proračuna zrakoplovnih mlaznih motora u pogledu sastava goriva treba se koristiti standardnim. Za stacionarna postrojenja obično se zadaje srednji elementarni sastav goriva danog oblika. U tom se slučaju  $H_d$  i  $L_0$  računaju po poznatim jednačbama. Prema literaturi određuje se temperatura goriva, kod koje njegova viskoznost ne prelazi 1-2 VU. Ta vrijednost viskoznosti potrebna je za kvalitetno raspršivanje goriva koja se koriste u današnje vrijeme (obično centrifugalnim) gorionicima. Određena, ponekad značajna (do 100-300°C pa i više) temperatura goriva određuje potrebu njegovog prethodnog predgrijavanja.

Dalje se proračun provodi prema slijedećem rasporedu.

- I. Određuje se veličina pretička zraka prema jednačbi (4.3.8.) i za to se pretpostavlja korisnost izgaranja  $\eta_{\text{KI}}$ .

Vrijednost te veličine u zavisnosti od tipa goriva i klase plinsko-turbinskog agregata na proračunskom režimu leži u području 0.98-0.99. Izračunavši  $\lambda_{\text{uk}}$  može se odrediti sastav plinova izgaranja na izlazu iz komore, njegova specifični toplinski kapacitet i ukupni protok goriva :

$$\dot{m}_{\text{uk}} = \dot{m}_{\text{Zrk}} / (L_0 \lambda_{\text{uk}}) \quad (4.6.1.)$$

- II. Određuje se površina presjeka plamene cijevi komore izgaranja.

Za rješenje tog zadatka treba zadati vrijednosti uvjetne brzine i pretička zraka u području izgaranja,  $w_g$  i  $\lambda_g$ . Tada je protok primarnog zraka:

$$\dot{m}_{\text{luk}} = (\lambda_g / \lambda_{\text{uk}}) \dot{m}_{\text{Zrk}} \quad (4.6.2.)$$

otkuda je površina presjeka plamene cijevi po glavnom presjeku:

$$F_{\text{pcuk}} = \dot{m}_{\text{luk}} v_z / w_g \quad (4.6.3.)$$

- III. Određuje se tip konstrukcije komore i promjer plamene cijevi u skladu s danom klasom plinsko-turbinskog agregata i uz uzimanje preporuka danih u prethodnim poglavljima.

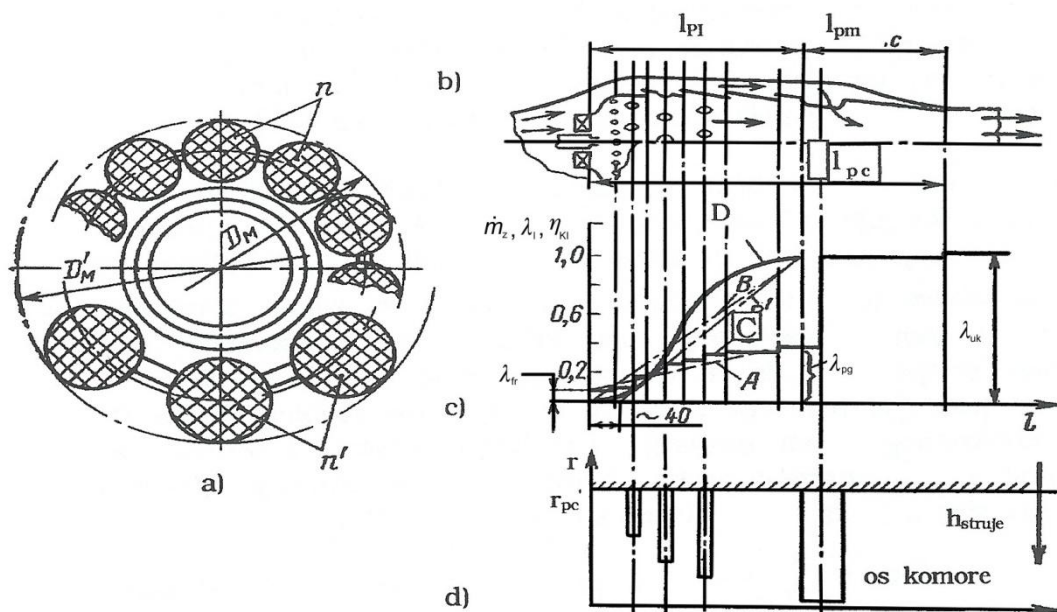
Ako je odabrana sekcijaska, a ne prstenasta ili pojedinačna komora izgaranja, to se dalje proračun i projektiranje provodi na jednoj od n komora sekcije s ukupnim protokom zraka u

njoj  $\dot{m}_z = \dot{m}_{\text{zuk}}/n$ , protokom primarnog zraka  $\dot{m}_l = \dot{m}_{\text{luk}}/n$ , protokom goriva  $\dot{m}_g = \dot{m}_{\text{guk}}/n$  i površinom poprečnog presjeka plamene cijevi  $F_{\text{pc}} = F_{\text{pcuk}}/n$ . Broj komora  $n$  treba se odabrati optimalnim kako s točke gledišta kompozicije čitavog agregata, njegovih dimenzija, krutosti rotora, dostupnosti elemenata, tako i s gledišta uvjeta rada i karakteristike same komore izgaranja. Primjerice, poželjno je maksimalno popunjeno radnim presjecima odvojenih komora izgaranja površine poprečnog presjeka motora između kompresora i turbine uz uzimanje u obzir površine koju zauzima rotor, uz minimalne dimenzije promjera  $D_M$  (Slika a). Svaka komora treba biti na udaljenosti od susjedne za rastojanje koje osigurava siguran rad priključaka za prebacivanje plamena. Podjela ukupnog toka zraka na  $n$  dijelova zahtjeva upotrebu gorionika malih dimenzija. Ukupna površina kanala i broj odvojenih radnih volumena ne smiju povećavati gubitke tlaka i nejednolikost temperaturnog polja plinova izgaranja ispred turbine. Treba voditi računa, da karakter razmještaja odvojenih komora utječe na konfiguraciju i dužinu ulaznog difuzora i priključka sabirnika plinova.

Broj komora  $n$  određuje promjer pojedine plamene cijevi sekcijske komore  $d_{\text{pc}} = f(F_{\text{pc}}, n)$ , tako da vrijedi:

$$F_{\text{pc},1} = F_{\text{pc}}/n \quad (4.6.4.)$$

Završni korak te etape je određivanje  $d_{\text{pc}}$ .



**Slika 4.6.1** Proračun komore izgaranja;

a – proračun komora u sekcijskoj projekciji, b – shema komore, c – osnovne zakonitosti raspodjele zraka i izgaranja goriva, d – dubina prodiranja struja zraka.

#### IV. Određivanje ukupne dužine plamene cijevi $l_{\text{pc}}$ .

Za to je potrebno zadati veličinu toplinskog opterećenja radnog volumena  $H$  iz tablice 4.5.2. Tada se radni volumen plamene cijevi određuje prema:

$$V_{pc} = \dot{m}_g H_d \eta_{KI} / (h_{pz}) \quad (4.6.5.)$$

Duljina plamene cijevi se dobiva iz  $l_{pc} = V_{pc} / F_{pc}$ , i provjerava se po dobivenom rezultatu omjer  $(l/d)_{pc}$ , koji treba biti karakterističan za danu klasu agregata, oblik goriva, i dr. (Tablica 4.5.1.). Ako taj omjer treba korigirati, to treba predvidjeti izbor veličine toplinskog opterećenja  $H$  ili veličina  $w_g$  i  $\lambda_g$ .

- V. Određuje se dužina područja izgaranja (rastojanje od prednje granice čelnog ustrojstva do otvora mješača)  $l_{pg}$  i zakonitost raspodjele dovodenja zraka po dužini plamene cijevi.

U skladu s klasom plinsko-turbinskog agregata i vrstom goriva, uzevši  $l_{pg}/d_{pc}$  (Tablica 4.5.1.) lako je odrediti  $l_{pg}$ , ako je  $d_{pc}$  poznata. Ovdje je uvijek poželjno koristiti dodatne materijale za sigurniji proračun te veličine. Takvi materijali mogu se dobiti iz istraživanja prototipa konstrukcije ili putem specijalne analize. U pravilu, područje izgaranja iznosi 60-70% od ukupne dužine plamene cijevi (Slika b). Određena veličina  $l_{pg}$  u biti već određuje zakon izgaranja goriva po dužini područja izgaranja, tipa B'. Ona se razlikuje od tipa B po tome što početak izgaranja približno je 35-45 mm od presjeka gdje se dovodi prvi red struje primarnog zraka. To se objašnjava time, da za početak izgaranja toka goriva potrebno je određeno vrijeme za pripremu, a intenzivno izgaranje počinje iza prvog reda provrta. Principijelno se može zadati i zavisnost tipa krivulje D, iako to nešto komplicira pojedine elemente proračuna.

Poznavajući dužinu područja izgaranja i područja miješanja, treba odrediti zakonitost dovodenja odgovarajućih tokova zraka po dužini plamene cijevi. U područje izgaranja uvodi se primarni zrak  $\dot{m}_1$ , koji određuje veličinu pretička  $\lambda_g$ . Uzevši iz tabele 4.5.2. veličinu  $\lambda_{fr}$  i  $\lambda_{ohl}$ , zadaje se zakon uvođenja primarnog zraka po cijelom području izgaranja. Principijelno, u današnje vrijeme postoji mogućnost pretpostaviti, da se kao početni uzme linearni zakon uvođenja zraka po dužini područja izgaranja (krivulja A). Zavisnost raspodjele tipa B dobiva se nakon konkretnog izbora broja pojaseva i provrta za dovodenje primarnog i sekundarnog zraka. Istovremeno potrebno je poznavati dubinu prodiranja struja zraka  $h$  po dužini komore (Slika d).

U skladu s materijalima, danima u poglavlju 4.1. treba poći od sljedećeg. Zrak, koji ulazi kroz provrte i druge kanale unutar plamene cijevi, izvršava različite funkcije, i to određuje mjesto i način njegova dovodenja. Zrak za unutarnje hlađenje plamene cijevi dovodi se duž unutarnje površine stijenke na dubinu od nekoliko milimetara ili kroz veliki broj sitnih provrta (promjera 2 - 5 mm s korakom 15 - 30 mm po obodu), ili kontinuiranom prstenastom zavjesom širine 2 - 5 mm. Provrti za hlađenje obično se smještaju na specijalnim prešanim elementima plamene cijevi, ili su pod kutom ili uzduž stijenke. Primarni zrak koji učestvuje u oksidaciji goriva dovodi se dovoljno duboko, na 0.4 do 0.8 polumjera plamene cijevi, raspodijeljeno (uz optimalan korak) po dužini područja izgaranja u odvojenim presjecima. Promjer provrta ovdje je značajno veći (reda 15 - 30 mm i više) u zavisnosti o padu tlaka, promjeru plamene cijevi i principu organizacije radnog procesa. Optimalne veličine promjera, koraka provrta i dubine dovodenja struje potrebno je izabrati uz uzimanje u obzir podataka danih u poglavlju 4.1. Analiza izvedenih konstrukcija pokazuje da je broj provrta  $n_{otv} = 4 - 6 - 12 - 16 - 20$  za slijedeće promjere plamene cijevi  $d_{pc} = 150 - 200 - 300 - 400 - 500$ .



U područje miješanja dovodi se zrak za hlađenje plinova, koji izlaze iz područja izgaranja. Dubina prodiranja struja u tome području još je veća (do 0.9 - 1.0 polumjera plamene cijevi). Protok zraka kroz otvore plamene cijevi određuje se po jednadžbi:

$$\dot{m}_{\text{otv}} = \mu \frac{\pi d_{\text{otv}}^2}{4v_z} z_{\text{otv}} w_r \quad (4.6.6.)$$

a dubina prodiranja struja po jednadžbama (4.1.1.8.) i (4.1.1.10.). Za područje izgaranja vrijedi:

$$h = d_{\text{otv}} \left[ 0.3 + 0.415 \left( \frac{w_g}{w_{pc}} \right) \right] \left( \frac{l}{d_{\text{otv}}} \right)^{0.63} \quad (4.6.7.)$$

Nakon proračuna provrta odabire se konstrukcija čelnog ustrojstva plamene cijevi. Ako je izabrano ustrojstvo s lopatičnim vrtložnikom, to kut nagiba čelnog koničnog elementa  $\theta$  treba biti manji od dvostruke vrijednosti kuta ugradnje lopatica registra  $\varphi$ .

VI. Određuje se unutarnji promjer kućišta komore izgaranja.

Za to je potrebno prethodno zadati vrijednost brzine sekundarnog zraka  $w_2$  i izabrati veličinu debljine stijenke plamene cijevi  $d_{pc}$ . Za komore izgaranja zrakoplovnih i transportnih plinsko-turbinskih motora kod  $d_{pc} = 150 - 300$  mm obično je  $\delta_{pc} = 1.5 - 3$  mm. Kod stacionarnih plinsko-turbinskih agregata uz  $d_{pc} = 0.5 - 1$  m i  $1.0 - 1.5$  m je  $\delta_{pc} = 3 - 5$  i  $5 - 7$  mm. Dalje, ta se veličina može korigirati kod proračuna krutosti konstrukcije.

Površina poprečnog presjeka prstenastog zazora između plamene cijevi i kućišta je  $F_2 = \dot{m}'_{II} v_z / w_2$ , gdje je  $\dot{m}'_{II} = \dot{m}_z - \dot{m}'_I$ , a  $\dot{m}'_I$  (pogledati etapu V) je dio zraka uveden unutar plamene cijevi do proračunskog presjeka (po najvećem presjeku plamene cijevi).

Unutarnji promjer kućišta:

$$D_k = \sqrt{\frac{4}{\pi} F_2 + (d_{pc} + 2\delta_{pc})^2} \quad (4.6.8.)$$

VII. Određuje se temperaturni režim stijenke plamene cijevi.

U skladu s metodom proračuna, izloženom u poglavlju 4.5, određuje se iterativnom metodom. Prvo se početno zadaje vrijednost temperature stijenke  $T_{pc}$  u skladu s namjenom agregata, radnim vijekom, vrstom goriva i korištenim konstrukcijskim materijalom. Vrijednost  $T_{pc}$  obično se kreće u području  $600 - 800$  °C za stacionarne i transportne plinsko-turbinske agregate, a za zrakoplovne motore  $850 - 950$  °C. Dalje, se određuje stvarna vrijednost  $T_{pc}$ . Taj proračun opravdava izbor veličine  $w_2$  (etapa VI). Ako određena temperatura stijenke uz uzimanje u obzir dodatnog unutarnjeg hlađenja ne zadovoljava, treba vrijednost  $w_2$  izmijeniti.

VIII. Određivanje raspodjele plinsko-zračnih tokova i gubici zaustavnog tlaka po pojedinim kanalima i komori kao cjelini.

Ako je geometrija svih kanala poznata, provodi se hidraulički proračun (gubitci zaustavnog tlaka). Rezultati proračuna određuje mogućnosti korištenja uzetih elemenata konstrukcije i karakterističnih veličina ( $w_g$ ,  $\lambda_g$ ,  $w_2$ ,  $H$ ,...). Ako su veličine gubitaka dozvoljene, to se dalje proračunavaju elementi konstrukcije komore: gorionici, učvršćenja plamene cijevi, načini učvršćenja pojedinih elemenata i dr. Nakon projektiranja i izrade prototipa obično slijedi etapa eksperimentalnog istraživanja i dotjerivanja komore.

## 5. Analitički proračun komore izgaranja

### 5.1. Tehnički zahtjevi na komoru izgaranja

Statički tlak zraka na ulazu u komoru izgaranja

$$p_z = 10 \text{ bar}$$

Zaustavna temperatura plinova izgaranja na izlazu iz komore izgaranja

$$T_{p0} = 1300 \text{ K}$$

Maseni protok zraka na ulazu u komoru izgaranja

$$\dot{m}_z = 9 \text{ kg/s}$$

Donja ogrjevnost goriva

$$H_d = 42800 \text{ kJ/kg}$$

## 5.2. Prihvaćeni polazni podaci za proračun

Iskoristivost komore izgaranja:  $\eta_{KI} = 0.97$

Promjer plamene cijevi:  $d_{pc} = 0.07851 \text{ m}$

Dužina plamene cijevi:  $l_{pc} = 0.22233 \text{ m}$

Ekvivalentni promjer plamene cijevi:  $(d_{pc})_e = 0.07851 \text{ m}$

Površina glavnog presjeka plamenecijevi:  $F_{pc} = 0.00483977 \text{ m}^2$

Radni volumen plamene cijevi:  $V_{pc} = 1.0761985 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$

Površina unutarnje stijenke plamene cijevi:  $F_{pc}^u = 0.054837 \text{ m}^2$

Površina vanjske stijenke plamene cijevi:  $F_{pc}^v = 0.072997 \text{ m}^2$

Debljina stijenke plamene cijevi:  $\delta = 1.3 \text{ mm}$

Pretičak zraka u području izgaranja:  $\lambda_g = 1.4$

Pretpostavljena temperatura unutarnje površine plamene cijevi:  $T_{pc} = 1093 \text{ K}$

Stupanj crnoće unutarnje površine plamene cijevi:  $\varepsilon_{st} = 0.90$

Uvjetni stupanj crnoće plamena:  $\varepsilon_g = 0.088$

Koeficijent za izračunavanje temperature unutarnje stijenke plamene cijevi:  $c = 0.7$

Efektivni stupanj crnoće između vanjske stijenke plamene cijevi i unutarnje stijenke kućišta:  $\varepsilon_p = 0.690$

Koeficijent za izračunavanje temperature unutarnje stijenke kućišta:  $c' = 0.2$

Koeficijent toplinske vodljivosti materijala stijenke plamene cijevi:  $\lambda_{pc} = 22.562 \text{ W/mK}$

Specifični toplinski kapacitet plinova izgaranja kod temperature stijenke plamene cijevi:  $(c_{pp})_{st} = 1.122 \text{ kJ/kgK}$

Dinamička viskoznost plinova izgaranja kod temperature stijenke plamene cijevi:  $(\mu_p)_{st} = 4.28 \cdot 10^{-5} \text{ Pas}$

Srednji specifični toplinski kapacitet zraka za područje temperatura  $T_z$  do  $T_z'$ :  $c_{pz} = 1009.9 \text{ J/kgK}$

Koeficijent toplinske vodljivosti zraka pri temperaturi plamene cijevi:  $\lambda_z = 0.0729 \text{ W/mK}$

Kinematička viskoznost zraka:  $\nu = 7.65 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$

Brzina zraka za hlađenje:  $w_2 = 75 \text{ m/s}$

### 5.3. Toplinski proračun komore izgaranja

Teoretska količina zraka potrebna za izgaranje 1 kg goriva,  $L_0$ :

$$L_0 = \frac{1}{0.232 \cdot 100} \left( \frac{8}{3}c + 8h + s \right) = \frac{1}{0.232 \cdot 100} \cdot \left( \frac{8}{3} \cdot 85.6 + 8 \cdot 14 + 0.3 \right) = 14.6796 \text{ kg}_z/\text{kg}_g$$

Maseni sastav produkata izgaranja uz teoretsku količinu zraka za izgaranje po 1 kg goriva,  $m_{\text{CO}_2}$ ,  $m_{\text{N}_2}$ ,  $m_{\text{H}_2\text{O}}$ ,  $m_{\text{SO}_2}$ :

$$m_{\text{CO}_2} = \frac{11}{3} \frac{c}{100} = \frac{11 \cdot 86.3}{3 \cdot 100} = 3.139 \text{ kg}_{\text{CO}_2}/\text{kg}_g$$

$$m_{\text{N}_2} = 0.768L_0 + \frac{n}{100} = 0.768 \cdot 14.6796 + \frac{0.1}{100} = 11.275 \text{ kg}_{\text{N}_2}/\text{kg}_g$$

$$m_{\text{H}_2\text{O}} = 9 \frac{h}{100} = 9 \cdot \frac{14}{100} = 1.26 \text{ kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_g$$

$$m_{\text{SO}_2} = 2 \frac{s}{100} = 2 \cdot \frac{0.3}{100} = 0.006 \text{ kg}_{\text{SO}_2}/\text{kg}_g$$

Ukupna količina produkata izgaranja uz teoretsku količinu zraka za izgaranja po 1 kg goriva,  $m_{\text{pi}}$ :

$$m_{\text{pi}} = m_{\text{CO}_2} + m_{\text{N}_2} + m_{\text{H}_2\text{O}} + m_{\text{SO}_2} = 3.139 + 11.275 + 1.26 + 0.006 = 15.68 \text{ kg}_{\text{pi}}/\text{kg}_g$$

Maseni udjeli produkata izgaranja uz teoretsku količinu zraka za izgaranje po 1 kg goriva  $r_{\text{CO}_2}$ ,  $r_{\text{N}_2}$ ,  $r_{\text{H}_2\text{O}}$ ,  $r_{\text{SO}_2}$ :

$$r_{\text{CO}_2} = \frac{m_{\text{CO}_2}}{m_{\text{pi}}} = \frac{3.139}{15.68} = 0.2002$$

$$r_{\text{N}_2} = \frac{m_{\text{N}_2}}{m_{\text{pi}}} = \frac{11.275}{15.68} = 0.7191$$

$$r_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{m_{\text{H}_2\text{O}}}{m_{\text{pi}}} = \frac{1.26}{15.68} = 0.0804$$

$$r_{\text{SO}_2} = \frac{m_{\text{SO}_2}}{m_{\text{pi}}} = \frac{0.006}{15.68} = 0.00038$$

Specifični toplinski kapaciteti pojedinih produkata izgaranja za područje  $0^{\circ}\text{C} - 1027^{\circ}\text{C}$ ,  $c_{\text{pCO}_2}$ ,  $c_{\text{pN}_2}$ ,  $c_{\text{pH}_2\text{O}}$ ,  $c_{\text{pSO}_2}$ :

$$c_{\text{pCO}_2} = 1.1266 \text{ kJ/kgK}$$

$$c_{\text{pN}_2} = 1.1204 \text{ kJ/kgK}$$

$$c_{\text{pH}_2\text{O}} = 2.1529 \text{ kJ/kgK}$$

$$c_{\text{pSO}_2} = 0,7852 \text{ kJ/kgK}$$

Entalpije pojedinih produkata izgaranja kod temperature plinova izgaranja:

$$h_{\text{CO}_2} = c_{\text{pCO}_2} \vartheta_{\text{pi}} = 1.1266 \cdot 1027 = 1156.018 \text{ kJ/kgK}$$

$$h_{\text{N}_2} = c_{\text{pN}_2} \vartheta_{\text{pi}} = 1.1204 \cdot 1027 = 1150.651 \text{ kJ/kgK}$$

$$h_{\text{H}_2\text{O}} = c_{\text{pH}_2\text{O}} \vartheta_{\text{pi}} = 2.1529 \cdot 1027 = 2211.028 \text{ kJ/kgK}$$

$$h_{\text{SO}_2} = c_{\text{pSO}_2} \vartheta_{\text{pi}} = 0.7852 \cdot 1027 = 806.4 \text{ kJ/kgK}$$

Entalpija plinova izgaranja uz teoretsku količinu zraka potrebnu za izgaranje 1 kg goriva:

$$h_{\text{tpi}} = h_{\text{CO}_2} r_{\text{CO}_2} + h_{\text{N}_2} r_{\text{N}_2} + h_{\text{H}_2\text{O}} r_{\text{H}_2\text{O}} + h_{\text{SO}_2} r_{\text{SO}_2} = 1237.141 \text{ kJ/kgK}$$

Specifična toplinski kapacitet i entalpija zraka za temperaturu zraka na ulazu u komoru 667.81 K (395°C):

$$c_{\text{pz}}^0 = 1.0282 \text{ kJ/kgK}$$

$$h_z^0 = c_{\text{pz}}^0 \vartheta_z^0 = 1.0282 \cdot 667.81 = 406.124 \text{ kJ/kgK}$$

Specifični toplinski kapacitet i entalpija zraka za temperaturu plinova izgaranja 1300 K (1027°C):

$$c_{\text{pz}} = 1.09355 \text{ kJ/kgK}$$

$$h_z = c_{\text{pz}} \vartheta_{\text{pi}} = 1.09355 \cdot 1027 = 1123.076 \text{ kJ/kgK}$$

Specifični toplinski kapacitet i entalpija goriva za temperaturu goriva (15 °C)  $c_g$  i  $h_g$ :

$$c_g = 4.187 \cdot (0.415 + 0.0006\vartheta_g) = 4.187 \cdot (0.415 + 0.0006 \cdot 15) = 1.7753 \text{ kJ/kgK}$$

$$h_g = c_g \vartheta_g = 1.7753 \cdot 15 = 26.629 \text{ kJ/kg}$$

Ukupni pretičak zraka u komori izgaranja  $\lambda_{uk}$ :

$$\lambda_{uk} = \frac{H_d \eta_{KI} + h_g + L_0 h_z - (L_0 + 1) h_{tpi}}{L_0 (h_z - h_z^0)} =$$
$$= \frac{42800 \cdot 0.97 + 26.629 + 14.6796 \cdot 1123.076 - (14.6796 + 1) \cdot 1237.141}{14.6796 \cdot (1123.076 - 406.124)} = 3.67$$

Stvarna količina zraka,  $L_{st}$ :

$$L_{st} = \lambda_{uk} L_0 = 3.67 \cdot 14.6796 = 53.874 \text{ kg}_z/\text{kg}_g$$

Maseni udjeli pojedinih plinova uz stvarnu količinu zraka za izgaranje po 1 kg goriva:

$$m'_{CO_2} = m_{CO_2} = 3.139 \text{ kg}_{CO_2}/\text{kg}_g$$

$$m'_{N_2} = 0.768 L_{st} + \frac{n}{100} = 0.768 \cdot 53.874 + \frac{0.1}{100} = 41.376 \text{ kg}_{N_2}/\text{kg}_g$$

$$m'_{H_2O} = m_{H_2O} = 1.26 \text{ kg}_{H_2O}/\text{kg}_g$$

$$m'_{SO_2} = m_{SO_2} = 0.006 \text{ kg}_{SO_2}/\text{kg}_g$$

$$m'_{O_2} = 0.232(\lambda_{uk} - 1)L_0 = 0.232 \cdot (3.67 - 1) \cdot 14.6796 = 9.093 \text{ kg}_{O_2}/\text{kg}_g$$

Stvarna količina plinova izgaranja (uz pretičak zraka) po 1kg goriva,  $m'_{pi}$ :

$$m'_{pi} = m'_{CO_2} + m'_{N_2} + m'_{H_2O} + m'_{SO_2} + m'_{O_2} = 54.874 \text{ kg}_{pi}/\text{kg}_g$$

Maseni udjeli produkata izgaranja uz stvarnu količinu zraka po 1 kg goriva:

$$r'_{CO_2} = \frac{m'_{CO_2}}{m'_{pi}} = \frac{3.139}{54.874} = 0.0572$$

$$r'_{N_2} = \frac{m'_{N_2}}{m'_{pi}} = \frac{41.376}{54.874} = 0.754$$

$$r'_{H_2O} = \frac{m'_{H_2O}}{m'_{pi}} = \frac{1.26}{54.874} = 0.02296$$

$$r'_{SO_2} = \frac{m'_{SO_2}}{m'_{pi}} = \frac{0.006}{54.874} = 0.000109$$

$$r'_{O_2} = \frac{m'_{O_2}}{m'_{pi}} = \frac{9.093}{54.874} = 0.1657$$

Ukupni maseni protok goriva:

$$\dot{m}_{g,uk} = \frac{\dot{m}_{z,uk}}{L_0 \lambda_{uk}} = \frac{9}{14.6796 \cdot 3.67} = 0.167056 \text{ kg/s} = 601.402 \text{ kg/h}$$

Maseni protok goriva u jednoj komori:

$$\dot{m}_g = \frac{\dot{m}_{g,uk}}{n} = \frac{0.167056}{8} = 0.020882 \text{ kg/s} = 75.175 \text{ kg/h}$$

Ukupni maseni protok primarnog zraka:

$$\dot{m}_{zl,uk} = \frac{\lambda_g}{\lambda_{uk}} \dot{m}_{z,uk} = \frac{1.4}{3.67} \cdot 9 = 3.433 \text{ kg/s}$$

Maseni protok primarnog zraka u jednoj komori:

$$\dot{m}_{zl} = \frac{\dot{m}_{zl,uk}}{n} = \frac{3.433}{8} = 0.4292 \text{ kg/s}$$

Ukupna površina poprečnog presjeka plamene cijevi po glavnom presjeku:

$$F_{pc,uk} = \frac{\dot{m}_{zl,uk} v_z}{w_g} = \frac{3.433 \cdot 0.19173}{17} = 0.038718 \text{ m}^2$$

Površina poprečnog presjeka i promjer jedne plamene cijevi:

$$F_{pc} = \frac{F_{pc,uk}}{n} = 0.00483977 \text{ m}^2$$

$$d_{pc} = \sqrt{\frac{4F_{pc}}{\pi}} = 0.07851 \text{ m} = 78.51 \text{ mm}$$

Iz formule za toplinsko opterećenje računamo volumen jedne plamene cijevi:

$$V_{pc} = \frac{\dot{m}_g H_d \eta_{KI}}{p_z H} = 1.0761985 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

Iz izračunatog poprečnog presjeka i volumena plamene cijevi, računa se duljina plamene cijevi:

$$l_{pc} = \frac{V_{pc}}{F_{pc}} = 0.22233 \text{ m} = 222.33 \text{ mm}$$



Odnos duljine plamene cijevi i njenog promjera iznosi:

$$l_{pc}/d_{pc} = \frac{0.22233}{0.07851} = 2.832$$

te prema tablici ulazi u preporučene vrijednosti omjera za mlazne motore od 2 do 3.

Maseni protok sekundarnog zraka u jednoj komori:

$$\dot{m}_{zII} = \dot{m}_z - \dot{m}_{zl} = \frac{9}{8} - 0.4292 = 0.6958 \text{ kg/s}$$

Površina zazora (prstena) između plamene cijevi i kućišta uz odabranu brzinu strujanja  $w_2 = 75 \text{ m/s}$ :

$$F_2 = \frac{\dot{m}_{zII} v_z}{w_2} = 1.177874 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Konačno, unutarnji promjer kućišta komore izgaranja uz odabranu debljinu stijenke  $\delta_{pc} = 1.3 \text{ mm}$ :

$$D_k = \sqrt{\frac{4}{\pi} F_2 + (d_{pc} + 2\delta_{pc})^2} = 0.09404 \text{ m} = 94.04 \text{ mm}$$

U nastavku se određuje temperaturni režim stijenke plamene cijevi.

Stvarni stupanj crnoće stijenke plamene cijevi,  $\varepsilon'_{st}$ :

$$\varepsilon'_{st} = 0.5(1 + \varepsilon_{st}) = 0.5 \cdot (1 + 0.90) = 0.95$$

Toplina koju plamen odaje plamenoj cijevi zračenjem,  $Q_{pz}$ :

$$\begin{aligned} Q_{pz} &= 5.67 \cdot \varepsilon'_{st} \varepsilon_g F_{pc}^u \left[ \left( \frac{T_{gp}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{pc}}{100} \right)^4 \right] = \\ &= 5.67 \cdot 0.95 \cdot 0.088 \cdot 0.054837 \cdot \left[ \left( \frac{2073}{100} \right)^4 - \left( \frac{1093}{100} \right)^4 \right] = \\ &= 4429.24 \text{ W} \end{aligned}$$

Srednja karakteristična temperatura plinsko-zračnog toka,  $T'_{gp}$ :

$$T'_{gp} = T_z + c(T_{gp} - T_z) = 452.7 + 0.7 \cdot (2073 - 667.81) = 1651.44 \text{ K}$$

Srednja razlika temperatura između plamena i plamene cijevi,  $\Delta T_{pg}$ :

$$\Delta T_{gp} = T'_{gp} - T_{pc} = 1651.44 - 1093 = 558.44 \text{ K}$$

Koeficijent prijelaza topline s plina na stijenku plamene cijevi,  $\alpha_p$ :

$$\begin{aligned}\alpha_p &= 0.0206(c_{pp})_{st} + (\mu_p)_{st}^{0.18} + \frac{\dot{m}_{zl}^{0.82}}{(d_{pc})_e^{1.82}} \left( \frac{T'_{gp}}{T_{pc}} \right)^{0.35} = \\ &= 0.0206 \cdot 1122 + (4.28 \cdot 10^{-5})^{0.18} + \frac{0.4292^{0.82}}{0.07851^{1.82}} \cdot \left( \frac{1651.44}{1093} \right)^{0.35} = \\ &= 82.535 \text{ W/m}^2\text{K}\end{aligned}$$

Količina topline koju plamen odaje plamenoj cijevi konvekcijom,  $Q_{pk}$ :

$$Q_{pk} = \alpha_p F_{pc}^u \Delta T_{pg} = 82.535 \cdot 0.054837 \cdot 558.443 = 2618.02 \text{ W}$$

Temperatura do koje se zagrijava zrak za hlađenje,  $T'_z$ , dobivena je iteracijom iz jednadžbe:

$$\begin{aligned}Q_{pz} + Q_{pk} &= (\lambda_{uk} - \lambda_g) L_0 \dot{m}_g c_{pz} (T'_z - T_z) \\ 7047.26 &= (3.67 - 1.4) \cdot 14.6796 \cdot 0.020882 \cdot 1069 \cdot (T'_z - 667.81) \\ T'_z &= 677.25 \text{ K}\end{aligned}$$

Temperatura vanjske površine plamene cijevi,  $T'_{pc}$ :

$$T'_{pc} = T_{pc} - \frac{(Q_{pz} + Q_{pk})\delta}{\lambda_{pc} F_{pc}^u} = 1093 - \frac{7047.26 \cdot 0.0013}{22.562 \cdot 0.054837} = 1085.6 \text{ K}$$

Reynoldsov broj za strujanje rashladnog zraka između plamene cijevi i plašta (kućišta),  $Re$ :

$$Re = \frac{w_z (d_{pc})_e}{\nu_z} = \frac{75 \cdot 0.07851}{7.65 \cdot 10^{-5}} = 76955.4$$

Nusseltova značajka,  $Nu$ :

$$Nu = 0.018 \cdot Re^{0.8} = 0.018 \cdot 76955.4^{0.8} = 145.97$$

Koeficijent prijelaza topline s plamene cijevi na zrak za hlađenje,  $\alpha_z$ :

$$\alpha_z = Nu \frac{\lambda_z}{(d_{pc})_e} = 145.97 \cdot \frac{0.0729}{0.07851} = 135.54 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Srednja efektivna razlika temperatura između plamene cijevi i zraka za hlađenje,  $\Delta T_{sr.t}$ :

$$\begin{aligned} \Delta T_{sr.t} &= \frac{T'_z - T_z}{2.3 \log[(T'_{pc} - T_z)/(T_{pc} - T'_z)]} = \\ &= \frac{677.25 - 667.81}{2.3 \log[(1085.6 - 667.81)/(1085.6 - 677.25)]} = 413.52 \text{ K} \end{aligned}$$

Toplina koju odaje plamena cijev konvekcijom stjenici kućišta,  $Q_{pck}$ :

$$Q_{pck} = \alpha_z F_{pc}^v \Delta T_{sr.t} = 135.54 \cdot 0.072997 \cdot 413.52 = 4091.4 \text{ W}$$

Temperatura unutarnje površine stijenke kućišta,  $T_k$ :

$$T_k = T_z + c'(T'_{pc} - T_z) = 667.81 + 0.2 \cdot (1085.6 - 667.81) = 751.37 \text{ K}$$

Toplina koju odaje plamena cijev stjenici kućišta zračenjem,  $Q_{pcz}$ :

$$\begin{aligned} Q_{pcz} &= 5.67 \cdot \varepsilon_p F_{pc}^v \left[ \left( \frac{T'_{pc}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_k}{100} \right)^4 \right] = \\ &= 5.67 \cdot 0.690 \cdot 0.072997 \cdot \left[ \left( \frac{1085.6}{100} \right)^4 - \left( \frac{751.37}{100} \right)^4 \right] = 2957.8 \text{ W} \end{aligned}$$

Kao što se vidi, zadovoljena je relacija:

$$Q_{pz} + Q_{pk} \cong Q_{pcz} + Q_{pck}$$

Tj.  $4430 + 2618 \cong 2958 + 4091 \text{ W} \cong 7.06 \text{ kW}$  za jednu plamenu cijev. Iz toga možemo zaključiti kako su, nakon nekoliko iteracija i ponavljanja proračuna, konačno dobro odabrane temperatura plamene cijevi, brzina zraka za hlađenje te same dimenzije komore.

## 6. Zaključak

Nakon ovog seminarskog rada mogu se donijeti neki zaključci. Već ovim osnovnim termodinamičkim proračunom može se vidjeti koliko je elemenata bitno za konstrukciju komore izgaranja te koliko promjena jedne vrijednosti utječe na ostatak proračuna. Potrebno je zadati još dosta parametara i koeficijenata kako bi analitički proračun bio potpun, a kako bi se oni odredili potrebno je prethodno iskustvo i poznavanje komora i procesa u njima. Ovaj proračun je tek prvi korak ka procesu konstruiranja komora, nakon njega je potrebna analiza u nekom od CFD paketa te zatim izrada prototipova i modela i njihovo ispitivanje na ispitnom stolu gdje se tek dobiju realne vrijednosti temperatura, tlakova, brzina strujanja itd. te u konačnici vrši korekcija dimenzija komore, broja i mjesta provrta za strujanje zraka, njihove dimenzije, kako bi se postigle potrebne zadane vrijednosti i u potpunosti ispunili zahtjevi na komoru izgaranja.

## 7. Literatura

- [1] Zvonimir Guzović, Komore izgaranja plinsko-turbinskih postrojenja i mlaznih motora, Zagreb 1995.
- [2] Jack D. Mattingly, William H. Heiser, David T. Pratt, Aircraft Engine Design Second Edition, American institute of Aeronautics and Astronautics, Virginia, 2002.
- [3] Jack D. Mattingly, Elements of propulsion: Gas turbines and rockets, American institute of Aeronautics and Astronautics, Virginia, 2006.
- [4] Gordon C. Oates, Aircraft propulsion systems Technology and design, American institute of Aeronautics and Astronautics, Washington DC, 1989.
- [5] Antun Galović, Termodinamika II, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2006.